

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra energetiky

DIPLOMOVÁ PRÁCE

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra energetiky

Využití tepla ochozích spalín z kotle pro ohřev vody
Heat Utilization of Outgoing Combustion Products
from Boiler for Hot Water Preparation

Student:

Ing. Bc. Radim Jílek

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Ladislav Vilimec

Ostrava 2013

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra energetiky

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Radim Jílek**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T006 Energetické stroje a zařízení
Téma: **Využití tepla odchozích spalin z kotle pro ohřev vody**
Heat Utilization of Outgoing Combustion Products from Boiler for Hot Water Preparation

Zásady pro vypracování:

1. Vypracujte rešerši kotlů s granulačním ohništěm se zaměřením na rosný bod spalin.
2. Proveďte stechiometrické výpočty a stanovte účinnost kotle.
3. Vypracujte schéma palivo - vzduch - spaliny pro stávající provedení kotle.
4. Navrhněte schéma zapojení pro využití tepla.
5. Vypracujte výpočtový projekt vybraného řešení.

Seznam doporučené odborné literatury:

DLOUHÝ, T. *Výpočty kotlů a spalínových výměníků*. Skripta ČVUT Praha, 2002. ISBN 80-01-02591-8.
VILIMEC, L. *Řízení a regulace energetických zařízení*. Skripta VŠB TU Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1853-5.

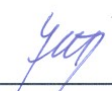
Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Ladislav Vilimec**

Datum zadání: 14.12.2012

Datum odevzdání: 20.05.2013





prof. Ing. Dagmar Juchelková, Ph.D.
vedoucí katedry


doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežně prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně. Uvedl jsem všechny literární prameny a publikace, ze kterých jsem čerpal.


V Ostravě dne 17. května 2013


.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на вѣдомі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- было сдѣнано, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- было сдѣнано, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на вѣдомі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 17. května 2013


.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce: Ing. Bc. Radim Jílek

Adresa trvalého pobytu autora práce: Bohumínská 1667, 735 32 Rychvald

Děkuji vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Ladislavu Vilimcovi za rady a připomínky, které mi poskytoval při práci na diplomovém úkolu.

Anotace diplomové práce

JÍLEK, R. *Využití tepla ochozích spalin z kotle pro ohřev vody: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2013, 85 s. Vedoucí práce: Vilimec, L.

Diplomová práce se zaměřuje na teoretický rozbor kotlů s granulačním ohništěm pro spalování černého uhlí. Je zde popsán také rosný bod spalin, který je důležitý z hlediska koroze výměňkové části kotle. Podrobně je vypracována rešerše kotlů s granulačním ohništěm. Pro výpočet výměníku jsou provedeny stechiometrické výpočty pro zadané palivo (černé uhlí) a je proveden výpočet účinnosti kotle. Ve výpočtové části diplomové práce je udělán návrh výměníku tepla typu spaliny – voda. Jsou stanoveny rozměry výměníku, tepelný výkon a množství ohřívané vody. V závěru je provedeno zhodnocení navržených variant výměníku.

Klíčová slova

Kotel s granulačním ohništěm, rosný bod, spaliny, výměník tepla, účinnost, tlakové ztráty

Annotation of Thesis

JÍLEK, R. *Heat Utilization of Outgoing Combustion Products from Boiler for Hot Water Preparation: Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Power Engineering, 2013, 85 p. Thesis head: Vilimec, L.

This thesis focuses on the theoretical analysis of boilers with granulating fireplace for hard coal combustion. The thesis also describes dew point of combustion products which is important from the viewpoint of corrosion of the boiler heat exchanger. The research of boilers with granulating fireplace is described in detail. Stoichiometric calculations for the specified fuel (hard coal) are performed to the calculate of heat exchanger and the calculation of boiler efficiency is performed. There is proposal of heat exchanger of type combustion product - water is done in the calculated part of thesis. Dimensions of the exchanger, the thermal performance and water of heated water are determined. In consclusion assessment of heat exchanger alternatives is performed.

Key words

Boiler with granulating fireplace, dew point, combustion products, heat exchanger, efficiency, pressure losses

Seznam některých použitých symbolů a zkratek:

| Značka | Název veličiny | Jednotka | |
|--------------|--|--------------------------------|---------------------------------|
| | | hlavní | vedlejší |
| A | popelovina | | % |
| C | uhlík | | % |
| C_f | korekční součinitel na podíl vodní páry | | % |
| C_i | podíl hořlaviny v tuhých zbytcích | | % |
| CO_2 | oxid uhličitý | | % |
| $CO_{2,max}$ | oxid uhličitý maximální | | % |
| c_{p,H_2O} | střední měrná tepelná kapacita vody | $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ | $kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ |
| C_S | korekční součinitel na uspořádání svazku | | % |
| $c_{V,sp}$ | střední měrná tepelná kapacita | $J \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}$ | $kJ \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}$ |
| C_Z | korekční součinitel na počet řad svazku v podélném směru | | % |
| d | vnitřní průmět trubky | m | mm |
| D | vnější průměr trubky | m | mm |
| h | hořlavina | | % |
| H | vodík | | % |
| h | hloubka výměníku | m | mm |
| h_0 | velikost žebra přesahující vnější průměr trubky | m | mm |
| h_z | výška žebra od osy trubky | m | mm |
| i'_o | entalpie odluhu | $J \cdot kg^{-1}$ | $kJ \cdot kg^{-1}$ |
| i_{H_2O} | entalpie vody na vstupu do kotle | $J \cdot kg^{-1}$ | $kJ \cdot kg^{-1}$ |
| i_{nv} | entalpie napájecí vody | $J \cdot kg^{-1}$ | $kJ \cdot kg^{-1}$ |
| i_p | entalpie páry | $J \cdot kg^{-1}$ | $kJ \cdot kg^{-1}$ |
| i_{pp} | entalpie přehřáté páry | $J \cdot kg^{-1}$ | $kJ \cdot kg^{-1}$ |
| i_{pp} | entalpie přehřáté páry | $J \cdot kg^{-1}$ | $kJ \cdot kg^{-1}$ |
| i_i^t | entalpie jednotlivých složek spalin při teplotě t | $J \cdot kg^{-1}$ | $kJ \cdot kg^{-1}$ |
| i_{vz} | entalpie vzduchu | $J \cdot kg^{-1}$ | $kJ \cdot kg^{-1}$ |
| k | součinitel prostupu | $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ | $kW \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ |
| l | délka kanálu | m | mm |
| l | délka jednoho hadu | m | |
| l_3 | délka spalinového kanálu | m | mm |
| M'_p | parní výkon při dílčím výkonu | $kg \cdot s^{-1}$ | $t \cdot hod^{-1}$ |
| m_{H_2O} | množství vody na vstupu do kotle | $kg \cdot s^{-1}$ | $t \cdot hod^{-1}$ |
| m_{H_2O} | množství vody ve výměníku | $kg \cdot s^{-1}$ | $t \cdot hod^{-1}$ |
| M_{nv} | hmotností průtok napájecí vody | $kg \cdot s^{-1}$ | |
| m_o | množství odluhu | $kg \cdot s^{-1}$ | $t \cdot hod^{-1}$ |

| | | | |
|--------------|---|---------------------------------|---|
| M_p | hmotnostní průtok páry | $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ | |
| m_{pal} | množství spáleného paliva | $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ | $\text{t} \cdot \text{hod}^{-1}$ |
| m_{pal} | množství paliva přivedeného do kotle | $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ | $\text{t} \cdot \text{hod}^{-1}$ |
| $m_{pal,sk}$ | skutečné množství spáleného paliva | $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ | $\text{t} \cdot \text{hod}^{-1}$ |
| M_{pj} | jmenovitý parní výkon | $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ | $\text{t} \cdot \text{hod}^{-1}$ |
| M_{pp} | hmotnostní průtok přehřáté páry | $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ | |
| m_{pp} | množství přehřáté páry | $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ | $\text{t} \cdot \text{hod}^{-1}$ |
| n | součinitel přebytku vzduchu | | |
| N | dusík | | % |
| n | počet paralelních trubek | | |
| n_{rad} | počet řad | | |
| $n_{z/m}$ | počet žeber na jeden metr | | |
| O | oběhové číslo | | |
| O | kyslík | | % |
| p_{H_2O} | tlak vody na vstupu do kotle | Pa | kPa, Mpa |
| p_{pp} | tlak přehřáté páry | Pa | kPa, Mpa |
| P_O | jmenovitý tepelný výkon kotle | W | kW, MW |
| Pr | Prandtlovo kritérium | | |
| Q_{ci} | výhřevnost hořlaviny uvažovaného druhu tuhých zbytků | $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$ | $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$, $\text{MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ |
| Q_i | výhřevnost | $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$ | $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$, $\text{MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ |
| $Q_{i,red}$ | redukováná výhřevnost paliva | $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$ | $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$, $\text{MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ |
| Q_n | spalné teplo | $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$ | $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$, $\text{MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ |
| q_p | měrné tepelné zatížení povrchu ohniště | $\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$ | $\text{kW} \cdot \text{m}^{-2}$, $\text{MW} \cdot \text{m}^{-2}$ |
| Q_{pv} | celkový tepelný výkon přivedený do ohniště v palivu a ohřátém vzduchu | W | kW, MW |
| Q_t | výrobní teplo kotle | W | kW, MW |
| q_v | měrné tepelné zatížení objemu ohniště | $\text{W} \cdot \text{m}^{-3}$ | $\text{kW} \cdot \text{m}^{-3}$, $\text{MW} \cdot \text{m}^{-3}$ |
| r_{H_2O} | podíl vodní páry ve spalínách | | % |
| S | velikost teplosměnné plochy | m^2 | |
| s_l | příčná rozteč | m | mm |
| S_p^l | průtočný průřez na straně spalín na 1 m délky | m^2 | |
| S_{ltr} | průřez jedné trubky | m^2 | |
| s_2 | podélná rozteč | m | mm |
| S_k | průtočný průřez výměníku | m^2 | |
| S_o | neúčinný průtočný průřez | m^2 | |
| S_p | průtočný průřez ohniště | m^2 | |
| S_{spal} | spalitelná síra | | % |

| | | | |
|--------------|---|-----------------------|----|
| S_{ir}^I | plocha žebrované trubky na jeden metr | $m^2 \cdot m^{-1}$ | |
| S_v | celkový průtočný průřez | m^2 | |
| s_z | rozteč mezi žebry | m | mm |
| t | teplota | $^{\circ}C$ | |
| t | střední teplota spalin | $^{\circ}C$ | |
| t | tloušťka stěny trubky | m | mm |
| t_{H_2O} | teplota vody na vstupu do kotle | $^{\circ}C$ | |
| t_{H_2O} | teplota vody ve výměníku | $^{\circ}C$ | |
| t_{mezerv} | mezera mezi žebry sousedních trubek | m | mm |
| t_{mk} | teplota měknutí popelovin | $^{\circ}C$ | |
| t_{ok} | teplota spalin na výstupu z ohniště | $^{\circ}C$ | |
| t_{pp} | teplota přehřáté páry | $^{\circ}C$ | |
| t_{sn} | teplota spalin | $^{\circ}C$ | |
| t_{sp} | teplota spalin | $^{\circ}C$ | |
| t_{st} | teplota stěny | $^{\circ}C$ | |
| t_{vz} | teplota vzduchu | $^{\circ}C$ | |
| t_z | tloušťka žebra | m | mm |
| v | výška výměníku | m | mm |
| V_{CO_2} | množství oxidu uhličitého | $m^3_N \cdot kg^{-1}$ | |
| V_f | průtok přisávaného vzduchu | $m^3_N \cdot s^{-1}$ | |
| V_{H_2O} | množství vodní páry ve spalinách | $m^3_N \cdot kg^{-1}$ | |
| V_N | množství dusíku | $m^3_N \cdot kg^{-1}$ | |
| V_O | objem spalovacího prostoru | m^3 | |
| V_{O_2} | množství kyslíku | $m^3_N \cdot kg^{-1}$ | |
| $V_{O_2,t}$ | teoretické množství kyslíku pro spalování | $m^3_N \cdot kg^{-1}$ | |
| V_s | průtok spalin | $m^3_N \cdot s^{-1}$ | |
| V_{SO_2} | množství oxidu siřičitého | $m^3_N \cdot kg^{-1}$ | |
| V_{sp} | objem spalin přepočtený na střední teplotu | $m^3 \cdot s^{-1}$ | |
| $V_{sp(N)}$ | objem spalin při normálních podmínkách | $m^3_N \cdot s^{-1}$ | |
| $V_{sp,s}^s$ | skutečné množství spalin suchých | $m^3_N \cdot kg^{-1}$ | |
| $V_{sp,t}^s$ | teoretické množství spalin suchých | $m^3_N \cdot kg^{-1}$ | |
| $V_{vz,s}^s$ | skutečné množství spalovacího vzduchu suchého | $m^3_N \cdot kg^{-1}$ | |
| $V_{vz,t}^s$ | teoretické množství spalovacího vzduchu suchého | $m^3_N \cdot kg^{-1}$ | |
| V_v | průtok spalovacího vzduchu | $m^3_N \cdot s^{-1}$ | |
| $V_{sp,s}^v$ | skutečné množství spalin vlhkých | $m^3_N \cdot kg^{-1}$ | |
| $V_{vz,s}^v$ | skutečné množství spalovacího vzduchu vlhkého | $m^3_N \cdot kg^{-1}$ | |
| w | rychlost | $m \cdot s^{-1}$ | |

| | | | |
|--------------------|--|--|---|
| w | voda | | % |
| w | rychlost proudění | $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ | |
| w_f | rychlost fluidace | $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ | |
| $w_{\dot{u}}$ | rychlost úletu | $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ | |
| x | suchost páry | | |
| X_i | popela z celkového množství v palivu připadající na tuhé zbytky | | % |
| X_r | podíl popela v propadu roštem | | % |
| X_s | podíl popela ve škváře | | % |
| $X_{\dot{u}}$ | podíl popela v úletu | | % |
| Z'_{sv} | ztráta vedením a sdílením tepla při dílčím výkonu | | % |
| Z_c | ztráta mechanickým nedopalem | | % |
| Z_{cb} | ztráta uhelným práškem v brýdách | | % |
| Z_{CO} | ztráta chemickým nedopalem | | % |
| Z_{cp} | ztráta nedopalem v popílku | | % |
| Z_{cr} | ztráta nedopalem v roštovém propadu | | % |
| Z_{cs} | ztráta nedopalem ve škváře nebo strusce | | % |
| $Z_{c\dot{u}}$ | ztráta nedopalem v úletu | | % |
| Z_{sv}^{EKO} | ztráta sdílením tepla ekonomizéru | | % |
| Z_f | ztráty fyzickým teplem tuhých zbytků | | % |
| Z_k | ztráta citelným teplem spalin (komínová ztráta) | | % |
| Z_{sv}^{mp} | ztráta sdílením tepla přehříváku | | % |
| Z_{sv}^O | ztráta sdílením tepla ohniště | | % |
| Z_{sv}^{OVZ} | ztráta sdílením tepla ohříváku vzduchu | | % |
| Z_{sv}^{pk} | ztráta sdílením tepla přehříváku | | % |
| Z_{sv} | ztráta sáláním a vedením tepla do okolí | | % |
| α_k | součinitel přestupu tepla konvekci | $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ | $\text{kW} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ |
| α_k | součinitel přestupu tepla konvekci | $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ | $\text{kW} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ |
| α_N | nomogramový součinitel přestupu tepla | $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ | $\text{kW} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ |
| α_S | součinitel přestupu tepla ze spalin | $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ | $\text{kW} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ |
| α_{sn} | součinitel přestupu tepla spalin | $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ | $\text{kW} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ |
| $\alpha_{\dot{u}}$ | poměrný úlet popílku z ohniště vztažený k celkovému obsahu popela v palivu | | % |
| α_{vz} | součinitel přestupu tepla vzduchu | $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ | $\text{kW} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ |
| β | množství spalovacího vzduchu pro spalování | | % |
| β''_{ovz} | přebytek řízeného spalovacího vzduchu | | % |
| $\Delta\beta$ | únik spalovacího vzduchu netěsnostmi vzduchovodů a ohříváku vzduchu | | % |

| | | | |
|----------------------------|--|--|---|
| Δn | přísátí falešného vzduchu | | % |
| Δn_{ml} | vzduch přísáván mlecím okruhem | | % |
| Δn_o | vzduch přísáván ohništěm | | % |
| Δn_{ok} | součinitel přebytku vzduchu na výstupu z ohniště | | % |
| Δp | tlaková ztráta | Pa | kPa |
| Δt | teplotní spád | °C | |
| η_k | účinnost kotle | | % |
| η_{od} | účinnost odlučovače | | % |
| λ | součinitel tepelné vodivosti | $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ | $\text{kW} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ |
| ν | součinitel zvětšení objemu vlhkosti vzduchu | | % |
| ν | kinematická viskozita | $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ | |
| ν_{H_2O} | měrný objem vody | $\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$ | |
| σ_1 | poměrná příčná rozteč | | |
| σ_2 | poměrná podélná rozteč | | |
| ω | součinitel omývání plochy | | |
| $\overline{\omega}_{CO_2}$ | koncentrace oxidu uhličitého ve spalínách | | % |
| $\overline{\omega}_{SO_2}$ | koncentrace oxidu siřičitého ve spalínách | | % |
| $\overline{\omega}_{N_2}$ | koncentrace dusíku ve spalínách | | % |
| $\overline{\omega}_{O_2}$ | koncentrace kyslíku ve spalínách | | % |
| $\overline{\omega}_{H_2O}$ | koncentrace vodní páry ve spalínách | | % |
| ψ | součinitel přechodu od protiproudého zapojení ke kombinovanému | | |
| ψ | součinitel tepelné efektivity | | |

Obsah:

| | |
|--|-----------|
| 1. ÚVOD | 1 |
| 2. KOTLE S GRANULAČNÍM OHNIŠTĚM PRO SPALOVÁNÍ ČERNÉHO UHLÍ | 2 |
| 2.1. ZÁKLADNÍ PARAMETRY PARNÍCH KOTLŮ | 2 |
| 2.2. TECHNICKÉ UKAZATELE KOTLŮ – SPALOVACÍ ZAŘÍZENÍ | 4 |
| 2.3. ROSNÝ BOD | 8 |
| 2.4. VÝMĚNÍKOVÁ ČÁST KOTLE | 9 |
| 2.4.1. <i>Kotle s přirozenou cirkulací</i> | 9 |
| 2.4.2. <i>Kotle s nucenou cirkulací</i> | 11 |
| 2.4.3. <i>Kotle průtočné</i> | 11 |
| 2.5. KOTLE PRO SPALOVÁNÍ TUHÝCH PALIV | 14 |
| 2.5.1. <i>Rozdělení ohnišť podle rychlosti proudění plynu</i> | 16 |
| 2.6. KOTLE PRO SPALOVÁNÍ UHELNÉHO PRÁŠKU VE VZNOSU - GRANULAČNÍ OHNIŠTĚ | 18 |
| 2.6.1. <i>Kotel s čelními hořáky</i> | 19 |
| 2.6.2. <i>Kotel s rohovými (tangenciálními) hořáky</i> | 20 |
| 2.6.3. <i>Kotel se stropními hořáky</i> | 21 |
| 3. PŘÍPRAVNÉ VÝPOČTY | 21 |
| 3.1. PŘEPOČTY PALIV | 22 |
| 3.1.1. <i>Spalné teplo a výhřevnost</i> | 23 |
| 3.2. STECHIOMETRICKÉ VÝPOČTY | 24 |
| 3.2.1. <i>Výpočet pro tuhá a kapalná paliva</i> | 24 |
| 3.2.2. <i>Stanovení součinitele přebytku vzduchu</i> | 26 |
| 3.2.3. <i>Objemy a koncentrace složek ve spalínách</i> | 28 |
| 3.3. ENTALPIE VZDUCHU A SPALIN | 29 |
| 3.4. FYZIKÁLNÍ VLASTNOSTI SPALIN A VZDUCHU | 31 |
| 3.5. PŘEBYTEK SPALOVACÍHO VZDUCHU | 32 |
| 3.5.1. <i>Přebytek vzduchu na výstupu z ohniště</i> | 32 |
| 3.5.2. <i>Přisávání falešného vzduchu</i> | 32 |
| 3.5.3. <i>Přisávání ohříváku vzduchu</i> | 33 |
| 3.5.4. <i>Průtok vzduchu a spalin</i> | 34 |
| 4. TEPELNÉ ZTRÁTY KOTLE A VÝPOČET ÚČINNOSTI..... | 34 |
| 4.1. ZTRÁTA MECHANICKÝM NEDOPALEM | 35 |
| 4.2. ZTRÁTA CHEMICKÝM NEDOPALEM | 36 |
| 4.3. ZTRÁTA SÁLÁNÍM A VEDENÍM TEPLA DO OKOLÍ | 37 |
| 4.4. ZTRÁTA FYZICKÝM TEPEM TUHÝCH ZBYTKŮ | 38 |
| 4.5. ZTRÁTA CITELNÝM TEPEM SPALIN | 39 |
| 4.6. ÚČINNOST KOTLE | 39 |
| 5. STECHIOMETRICKÉ VÝPOČTY, KONCENTRACE SPALIN A URČENÍ ÚČINNOSTI KOTLE PRO ZADANÝ KOTEL A PALIVO | 40 |
| 5.1. ZADANÉ PALIVO, PŘEBYTEK SPALOVACÍHO VZDUCHU, SOUČINITEL VLHKOSTI VZDUCHU | 40 |
| 5.2. STECHIOMETRICKÉ VÝPOČTY | 41 |
| 5.3. VÝPOČET KONCENTRACE JEDNOTLIVÝCH SLOŽEK SPALIN | 44 |
| 5.3.1. <i>Koncentrace suchých spalin</i> | 44 |
| 5.3.2. <i>Koncentrace vlhkých spalin</i> | 45 |
| 6. VÝPOČET ZTRÁT A URČENÍ ÚČINNOSTI | 46 |

| | | |
|-----------|---|-----------|
| 6.1. | ZTRÁTA MECHANICKÝM NEDOPALEM | 46 |
| 6.2. | ZTRÁTA CHEMICKÝM NEDOPALEM | 46 |
| 6.3. | ZTRÁTA SÁLÁNÍM A VEDENÍM TEPLA DO OKOLÍ | 47 |
| 6.4. | ZTRÁTA FYZICKÝM TEPEM TUHÝCH ZBYTKŮ | 47 |
| 6.5. | ZTRÁTA CITELNÝM TEPEM SPALIN | 47 |
| 6.6. | ÚČINNOST KOTLE | 48 |
| 7. | VARIANTY MOŽNOSTÍ EFEKTIVNĚJŠÍHO PROVOZU ELEKTRÁRNY | 48 |
| 7.1. | SNÍŽENÍ TEPLoty SPALIN ZA KOTLEM | 48 |
| 7.2. | VYUŽITÍ TEPLA VE SPALINÁCH K OHŘEVU VRATNÉ OBĚHOVÉ VODY | 49 |
| 8. | VÝPOČET VÝMĚNÍKU SPALINY – VODA | 52 |
| 8.1. | VÝPOČET VÝKONŮ VÝMĚNÍKU PŘI RŮZNÝCH PARAMETRECH SPALIN A VODY | 52 |
| 8.1.1. | <i>Přípravné výpočty.....</i> | <i>52</i> |
| 8.1.2. | <i>Výpočet tepelného výkonu výměníku na straně spalin</i> | <i>55</i> |
| 8.1.3. | <i>Výpočet množství ohřáté vody při jednotlivých tepelných výkonech.....</i> | <i>56</i> |
| 8.2. | NÁVRH VÝMĚNÍKU SPALINY – VODA – KONSTRUKCE Z HLADKÝCH TRUBEK | 58 |
| 8.2.1. | <i>Návrh výměníku na straně vody.....</i> | <i>58</i> |
| 8.2.2. | <i>Návrh výměníku na straně spalin</i> | <i>62</i> |
| 8.2.3. | <i>Výpočet teplotního spádu.....</i> | <i>64</i> |
| 8.2.4. | <i>Výpočet součinitele přestupu tepla k</i> | <i>66</i> |
| 8.2.5. | <i>Stanovení teplosměnné plochy, délky jednoho hadu a určení rozměrů souproudého výměníku</i> | <i>69</i> |
| 8.2.6. | <i>Stanovení teplosměnné plochy, délky jednoho hadu a určení rozměrů protiproudého výměníku</i> | <i>70</i> |
| 8.3. | NÁVRH VÝMĚNÍKU SPALINY – VODA – KONSTRUKCE Z ŽEBROVANÝCH TRUBEK..... | 72 |
| 8.3.1. | <i>Návrh výměníku na straně vody.....</i> | <i>72</i> |
| 8.3.2. | <i>Návrh výměníku na straně spalin</i> | <i>73</i> |
| 8.3.3. | <i>Výpočet součinitele přestupu tepla k</i> | <i>75</i> |
| 8.3.4. | <i>Stanovení teplosměnné plochy, délky jednoho hadu a určení rozměrů souproudého výměníku z žebrovaných trubek.....</i> | <i>77</i> |
| 8.4. | HYDRAULICKÝ A AERODYNAMICKÝ VÝPOČET VÝMĚNÍKU | 79 |
| 8.4.1. | <i>Tlakové ztráty na straně spalin pro výměník s hladkými trubkami.....</i> | <i>79</i> |
| 8.4.2. | <i>Tlakové ztráty na straně spalin pro výměník se žebrovanými trubkami.....</i> | <i>80</i> |
| 9. | ZÁVĚR..... | 82 |
| | POUŽITÁ LITERATURA..... | 84 |
| | SEZNAM PŘÍLOH..... | 85 |

1. Úvod

V diplomové práci jsou popsány kotle s granulačním ohništěm pro spalování černého uhlí, jejich parametry a technické ukazatele provozu. Důležitý pojem je rosný bod spalin, protože při návrhu výměňkové části kotle se nesmí tento bod podkročit, aby nedocházelo ke korozi.

V další části diplomové práce je podrobněji popsána výměňková část kotle. Základní dělení kotlů podle cirkulace teplotního média je na kotle s přirozenou cirkulací, nucenou cirkulací a kotle průtočné (Benson, Sulzer a kotel se superponovanou cirkulací). Podrobněji jsou zpracovány kotle s granulačním ohništěm a možné umístění hořáků ve spalovací komoře.

Hlavním cílem této diplomové práce je navržení výměníku tepla typu spaliny – voda pro ohřev teplé užitkové vody pro vytápění města, a tím i zvýšení efektivity provozu elektrárny.

V další části diplomové práce jsou nejprve provedeny přípravné stechiometrické výpočty pro zadané parametry paliva. Následně je proveden výpočet účinnosti kotle. Účinnost je možno počítat přímou nebo nepřímou metodou. Přímá metoda se v praxi příliš nepoužívá, protože je obtížné měření přivedeného a odvedeného tepla a také nic nevypovídá o tom, která ztráta je největší. Nepřímá metoda výpočtu účinnosti umožňuje určit, kde jsou největší úniky tepla (ztráty). Ztráty u nepřímé metody jsou: mechanickým a chemickým nedopalem, sáláním a vedením tepla do okolí, fyzickým teplem tuhých zbytků a citelným teplem spalin (komínová ztráta).

V diplomové práci jsou uvažovány dvě varianty možnosti efektivnějšího provozu elektrárny. První způsob zvýšení efektivity provozu je snížení teploty spalin za kotlem a druhý způsob je využití tepla ve spalinách ohřevu vratné oběhové vody.

V poslední části je proveden výpočet výměníku tepla typu spaliny – voda. Jsou navrženy varianty pro souproudý a protiproudý výměník a vypočítán tepelný výkon výměníku, velikost teplosměnné plochy, množství ohřívané teplé užitkové vody a jeho rozměry. Výměník je možno konstruovat z hladkých nebo žebrovaných trubek.

2. Kotle s granulačním ohništěm pro spalování černého uhlí

Kotel je zařízení, ve kterém teplo získané spálením paliva nebo přivedené odpadními plyny se předá pracovnímu médiu. Pracovním médiem je v případě parních kotlů voda a pára nebo u horkovodních kotlů jen voda. Kotel je složen ze spalovacího zařízení s příslušenstvím (ohniště, hořáky, rošt, mlýny, palivové hospodářství, ohříváky vzduchu, ventilátory, zařízení k odvodu tuhých zbytků ze spalování atd.) a z výměňkové části (ohřívák vody, výparník, přehřívák, popřípadě i přihřívák páry).

2.1. Základní parametry parních kotlů

Pára, která je vyrobena v kotli je vedena na turbínu k výrobě elektrické energie, pro dodávku tepla nebo je využívána jako pára technologická. Pro ekonomický a spolehlivý provoz zařízení využívajícího páru je nutná podmínka dodržení tlaku a teploty páry na konstantních, požadovaných hodnotách. Dále pro navrhování zařízení je potřeba znát součinnost jednotlivých zařízení, návrh tlakových zařízení a vzájemnou znalost základních parametrů páry a jejich definici.

- **Jmenovitý tepelný výkon kotle**

Jmenovitý tepelný výkon kotle je výkon předaný vodě a páře uvažovaný na výstupu z kotle při jmenovitých parametrech kotle. [3] Pro průtočné parní kotle s jedním přihříváním platí rovnice

$$P_Q = M_p \cdot i_p - M_{nv} \cdot i_{nv} + M_{pp} \cdot (i_{pp2} - i_{pp1}) \text{ (kW)} \quad (2.1)$$

kde M_p – hmotnostní průtok páry ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)

i_p – entalpie páry ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$)

M_{nv} – hmotnostní průtok napájecí vody ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)

i_{nv} – entalpie napájecí vody ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$)

M_{pp} – hmotnostní průtok přehřáté páry ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)

i_{pp1} – entalpie přehřáté páry na vstupu ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$)

i_{pp2} – entalpie přehřáté páry na výstupu ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$)

- **Maximální výkon**

Maximální výkon je největší výkon kotle, na který se může zařízení přetížít krátkodobě s udáním maximální doby přetížení. Při tomto výkonu není podmínkou dodržení parametrů páry.

- **BMCR (Boiler Maximum Continuous Rating)**

BMCR výkon je maximální trvalý výkon, při kterém musíme dodržet dohodnuté parametry páry.

- **Jmenovitý tlak páry**

Jmenovitý tlak páry je tlak páry za kotlem u parního uzávěru (v přípojovacím bodě) při jmenovitém výkonu kotle. [5] Udržujeme ho na konstantních hodnotách v celém rozsahu zatížení, výjimku tvoří najíždění, odstavování kotle a provoz s klouzavým tlakem. Jmenovitý tlak páry je měřen u hlavního parního uzávěru.

- **Nejvyšší tlak přehřáté páry**

Nejvyšší tlak přehřáté páry je roven nejnižšímu otevíracímu tlaku, nastaveného na pojistném ventilu na přehříváku páry. U velkých elektrárenských bloků je určen otevíracím tlakem, který je na vysokotlaké přepouštěcí stanici.

- **Konstrukční tlak páry**

Konstrukční tlak páry je roven nejvyšší hodnotě tlaku syté páry při nejvyšším tlaku přehřáté páry a jmenovitém výkonu.

- **Jmenovitá teplota přehřáté páry**

Jmenovitá teplota přehřáté páry je během provozu udržována v předepsaných tolerancích a to v zadaném rozsahu výkonu kotle (viz. tab. 2.1). Měříme ji v místě jmenovitého tlaku páry.

Tab. 2.1 Doporučené hodnoty základních parametrů parních kotlů [3]

| Tlak páry (MPa) | | | Teplota páry (°C) | | Dovolené úchytky od jmenovité teploty (°C) | | Teplota přehřáté páry (°C) | | Teplota napájecí vody při jmenovité výkonnosti (°C) | | | Jmenovitá výkonnost kotle (t/h) |
|-----------------|----------|------------------|-------------------|----------|--|----|----------------------------|----------|---|----------------|----------|---------------------------------|
| jmeno- vitý | nejvyšší | kon- strukční | jmeno- vitá | nejvyšší | + | - | jmeno- vitá | nejvyšší | nejvyšší | jmeno- vitá | nejnižší | |
| | | | syta | syta | - | - | | | | 20 | - | |
| 0,85 | 0,9 | 1,0 | 200 | 230 | 30 | 15 | - | - | - | 50 | - | 1;2,5 |
| 1,35 | 1,4 | 1,55 | 250 | 280 | 30 | 15 | - | - | - | 20 | - | 1;2,5;4; 6;8;12 |
| | | | 300 | 330 | | | | | | 50 | | |
| | | | 350 | 380 | | | | | | 105 | | |
| 2,5 | 2,6 | 2,9 | 380 | 400 | 20 | 15 | - | - | - | 105 | - | 4;6;8;12; 16;25 |

| | | | | | | | | | | | | |
|------|------|------|-----|-----|----|----|-----|-----|------------|------------|------------|-------------------------|
| 3,8 | 4,0 | 4,5 | 445 | 460 | 15 | 10 | - | - | 160 | 105 145 | 135 | 8;12;16;25; 35;50;75 |
| 9,6 | 10,1 | 11,6 | 540 | 545 | 5 | 10 | - | - | 241 | 225 | 215 | 50;75;115; 150;215 |
| 13,9 | 14,6 | 16,6 | 570 | 575 | 5 | 10 | 570 | 575 | 246 256 | 230 240 | 220 230 | 160;215; 250;325 |
| 17,8 | 18,8 | - | 570 | 575 | 5 | 10 | 570 | 575 | 266 | 250 | 240 | 630 |
| 25,9 | 27,2 | - | 585 | 590 | 5 | 10 | 570 | 575 | 276 | 260 | 250 | 615;630 |

- **Nejvyšší teplota přehřáté páry**

Nejvyšší teplota přehřáté páry je nejvyšší trvale přípustná hodnota teploty páry. Velikost odpovídá jmenovité teplotě páry, kterou zvětšíme o kladnou regulační odchylku.

- **Jmenovitá teplota napájecí vody**

Jmenovitá teplota napájecí vody je teplota napájecí vody, která vstupuje do napájecí hlavy kotle při napájecím výkonu kotle.

- **Druh a vlastnosti garančního paliva**

Jsou to parametry paliva jako výhřevnost, obsah vody a obsah popela. Při použití garančního paliva musí kotel trvale dodržovat jmenovité parametry.

2.2. Technické ukazatele kotlů – spalovací zařízení

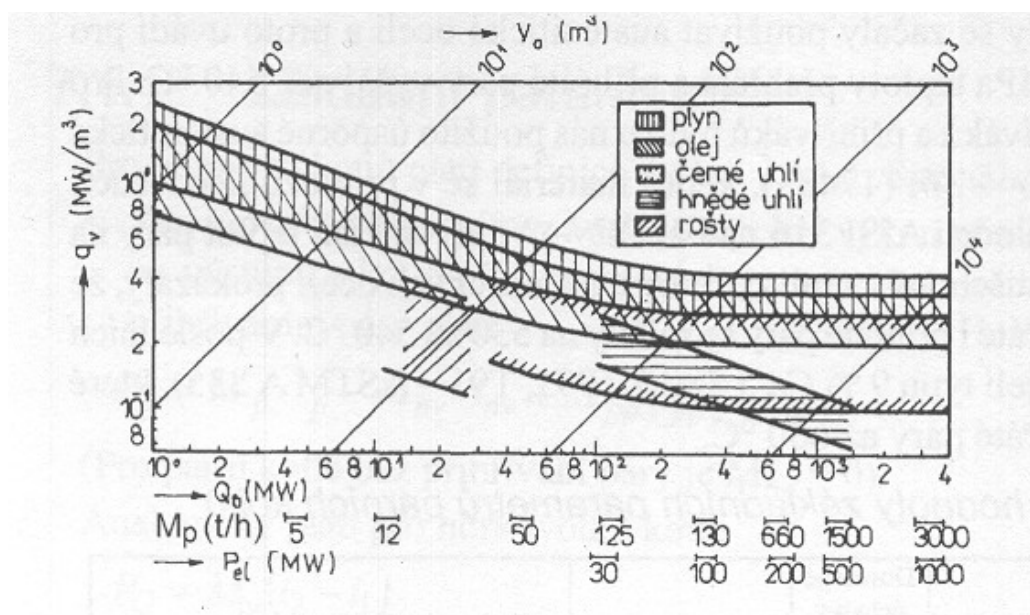
- **Měrné tepelné zatížení objemu ohniště**

$$q_v = \frac{\dot{Q}_{pv}}{V_0} \left(MW \cdot m^{-3}; MW, m^{-3} \right) \quad (2.2)$$

kde \dot{Q}_{pv} – celkový tepelný výkon přivedený do ohniště v palivu a v ohřátém vzduchu
(MW)

V_0 – objem spalovacího prostoru (m^3)

Hodnoty q_v jsou uvedeny na obr. 2.1 a v tab. 2.2.



Obr. 2.1 Měrné tepelné zatížení objemu ohniště q_v v závislosti na tepelném výkonu spalovacího zařízení Q_b [3]

Tab. 2.2 Měrné tepelné zatížení objemu ohniště s atmosférickým spalováním [3]

| Typ ohniště | q_v |
|-----------------------------------|----------------|
| | (MW m^{-3}) |
| roštové | 0,1 - 0,2 |
| granulační a fluidní (hnědé uhlí) | 0,1 - 0,25 |
| granulační a fluidní (černé uhlí) | 0,12 - 0,35 |
| vytavné | 0,15 - 0,6 |
| cyklónové | 0,8 - 6 |
| olejové | 0,2 - 1 |
| plynové | 0,2 - 2 |

- Měrné tepelné zatížení průřezu ohniště**

$$q_p = \frac{\dot{Q}_{pv}}{S_p} \text{ (MW} \cdot \text{m}^{-2} \text{)} \quad (2.3)$$

kde \dot{Q}_{pv} – celkový tepelný výkon přivedený do ohniště v palivu a v ohřátém vzduchu
(MW)

S_p – průtočný průřez ohniště (m^{-2})

Hodnoty q_p jsou uvedeny v tab. 2.3, přičemž vyšší hodnoty platí pro kotle vyšších výkonů.

Tab. 2.3 Měrné tepelné zatížení průřezu ohniště [3]

| Typ paliva | q_p |
|------------------------|-----------------------|
| | (MW·m ⁻²) |
| hnědé uhlí | 2 - 6 |
| severočeské hnědé uhlí | 3 - 4 |
| černé uhlí | 3 - 7 |
| kapalná paliva | 4 - 10 |
| plynná paliva | 4 - 11 |

- **Teplota nechlazeného plamene**

Teplota nechlazeného plamene je teplota spalin, které vzniknou spálením paliva, aniž by docházelo k ochlazování spalin. Uvažuje se ztráta nedokonalým spalováním a fyzickým odvodem tepla tuhými zbytky, skutečný přebytek spalovacího vzduchu, ohřátí vzduchu a případně recirkulace spalin.

- **Teoretická spalovací teplota**

Teoretická spalovací teplota je teplota spalin, které vzniknou spálením paliva, aniž by docházelo k ochlazování spalin, přitom je zaveden předpoklad bezeztrátového spalování se stechiometrickými poměry vzduchu a bez recirkulace spalin.

- **Teplota spalin na výstupu z ohniště**

Při spalování tuhých paliv je dána podmínkou zabránění vzniku masivních struskových nánosů na prvních teplosměnných plochách za ohništěm. Teplota se volí podle vztahu

$$t_{ok} = t_{mk} - (50 \div 120) (^{\circ}C) \quad (2.4)$$

kde t_{mk} – teplota měknutí popelovin ($^{\circ}C$)

- **Teplota spalin na výstupu z kotle**

Velikost teploty spalin na výstupu z kotle výrazně ovlivňuje komínovou ztrátu, proto je výhodné tuto teplotu udržet na co nejnižší možné teplotě. Aby nedocházelo ke vzniku nízkoteplotních korozi na poslední teplosměnné ploše kotle, musí být teplota této teplosměnné plochy vyšší než je rosný bod kyseliny sírové za daných podmínek. Při spalování černého uhlí je teplota rosného bodu nad $110 \div 130 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

- **Teplota spalovacího vzduchu**

Teplota spalovacího vzduchu se volí podle tab. 2.4 .

Tab. 2.4 Teplota ohřátého vzduchu [3]

| Typ spalovacího zařízení | t_{vzo} |
|---------------------------------------|------------------------|
| | ($^{\circ}\text{C}$) |
| rošty | 150 - 250 |
| granulační ohniště - sušení spalinami | 250 - 350 |
| granulační ohniště - sušení vzduchem | 300 - 400 |
| výtavná ohniště | 400 - 450 |
| olejová ohniště | až 300 |

Z hlediska vzniku NO_x (oxidů dusíku) není vhodné volit vysokou teplotu vzduchu, protože se zvyšuje spalovací teplota, a to podporuje vznik NO_x .

- **Teplota vzduchu na vstupu ohříváku vzduchu**

Tato teplota se volí s ohledem na rosný bod kyseliny sírové, to znamená, že teplota stěny ohříváku nesmí podkročit rosný bod. Teplotu stěny lze vypočítat podle vztahu

$$t_{st} = \frac{\alpha_{sn} \cdot t_{sn} + \alpha_{vz} \cdot t_{vz}}{\alpha_{sn} + \alpha_{vz}} \doteq \frac{t_{sn} + t_{vz}}{2} \text{ } (^{\circ}\text{C}) \quad (2.5)$$

kde α_{sn} – součinitel přestupu tepla spalin ($\text{kW} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$)

α_{vz} – součinitel přestupu tepla vzduchu ($\text{kW} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$)

t_{sn} – teplota spalin ($^{\circ}\text{C}$)

t_{vz} – teplota vzduchu ($^{\circ}\text{C}$)

2.3. Rosný bod

Teplotu spalin za kotlem nelze volit pouze podle hlediska dosažení maximální účinnosti kotle, ale tato teplota závisí i na konstrukci kotle a druhu spalovaného paliva. Při spalování fosilních paliv (uhlí), která obsahují síru, vzniká ve spalovací komoře jen SO_2 . Oxid siřičitý ve spalovací komoře nezpůsobuje žádné problémy a až v průběhu ochlazování spalin dochází k vzniku kyseliny. Proto musíme volit teplotu spalin na výstupu z komína takovou, abychom nepodkročili teplotu rosného bodu. V případě, že spalovací zařízení je vybaveno odsířením spalin, teplotu rosného bodu nesmíme podkročit před tímto zařízením.

Při spalování fosilních paliv s obsahem síry vzniká SO_2 . Jelikož obvykle spalujeme s přebytkem vzduchu $n > 1$, je ve vzniklých spalinách obsažen kyslík. Při ochlazení cca pod $600\text{ }^\circ\text{C}$ dochází ke konverzi SO_2 na SO_3 , který při následném ochlazení cca pod $200\text{ }^\circ\text{C}$ vytváří s vodní parou obsaženou ve spalinách plynnou H_2SO_4 . Při dalším ochlazení spalin plynná H_2SO_4 a vodní pára kondenzuje na teplosměnných plochách a vytváří se kapalná H_2SO_4 . Tento roztok působí velmi agresivně hlavně v oblasti ohřívačů vody a vzduchu.

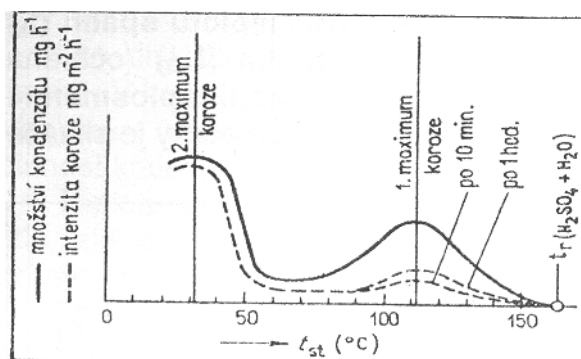
Teplota spalin za kotlem se musí udržovat na takové hodnotě, aby teplota spalin byla vyšší než je rosný bod spalin.

Ochranu proti působení nízkoteplotní koroze lze zajistit:

- Řízením provozu tak, aby teplota stěny neklesla pod hodnotu rosného bodu H_2SO_4 . [5]
- Plochy výměníků vyrobit z materiálů odolávajícím nízkoteplotní korozi.
- Plochy výměníků vyrobit z běžných materiálů a řídit provoz tak, aby teplota stěny byla mírně pod hodnotou rosného bodu, ale se sníženou životností zařízení. Zařízení je nutné konstruovat tak, aby byla jednoduchá výměna po konci jeho životnosti.

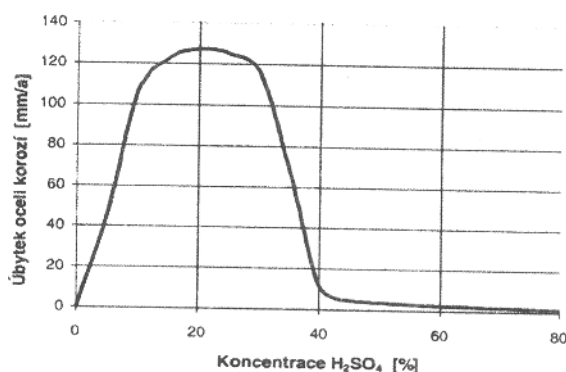
Na obr. 2.2 je průběh intenzity koroze v závislosti na teplotě stěny. Jestliže chceme korozi úplně vyloučit, musíme udržovat teplotu stěny bezpečně nad rosným bodem. Při dosažení rosného bodu je korozivní účinek nepatrný, jelikož kondenzátu vzniká velmi málo. Po dosažení teploty stěny asi o $20 - 40\text{ K}$ pod rosným bodem intenzita dosáhne svého prvního maxima. Při dalším snižování teploty stěny intenzita koroze klesá a až při poklesu teploty stěny pod rosný bod páry dosáhne intenzita svého druhého maxima

(koncentrace H_2SO_4 je asi 20 – 40 %).



Obr. 2.2 Intenzita koroze v závislosti na teplotě stěny [6]

Z obr. 2.3 je patrné, že intenzita koroze má své maximum při koncentraci H_2SO_4 cca 20 %. K silné korozi dochází při přecházení prvního maxima, takové stavy mohou nastávat při najíždění a odstavování kotle, a proto systém řízení a regulace kotle nesmí takový stav připustit.



Obr. 2.3 Intenzita koroze v na koncentraci H_2SO_4 [6]

2.4. Výměňíková část kotle

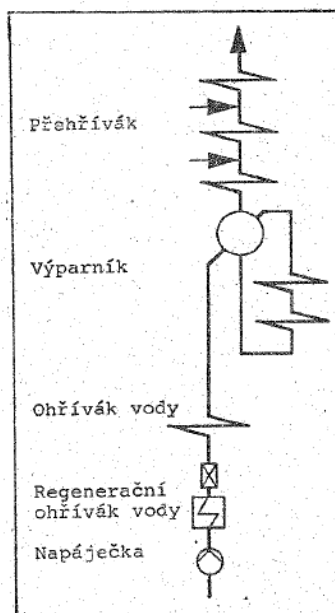
2.4.1. Kotle s přirozenou cirkulací

Průtok vody v jednotlivých trubkách výparníku je zajištěn přirozeným oběhem, který je vyvolán rozdílnou hustotou vody a parovodní směsí v systému výparníku. Při jednom oběhu vody výparníkem se odpaří jen část vody, to znamená, že z várnice do bubnu vstupuje parovodní směs (mokrý pára) o suchosti x . Oběh vody ve výparníku je definován oběhovým číslem O , které se přibližně vypočte podle vztahu

$$O = \frac{1}{x} (-) \quad (2.6)$$

kde x – suchost páry (–)

Schéma kotle s přirozenou cirkulací je na obr. 2.4. Ekonomizér, výparník, přehřívák je u tohoto typu kotle spojen vždy bubnem.



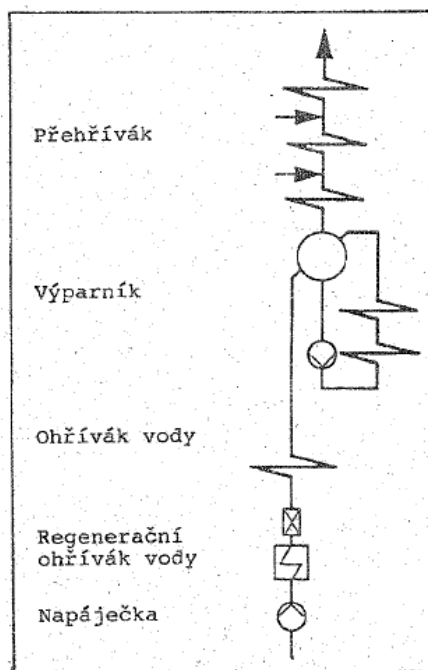
Obr. 2.4 Schéma kotle s přirozenou cirkulací [7]

Pro tento kotel je charakteristický výparník s pevným koncem odpařování, který je konstrukčně realizován bubnem kotle. Výparník má konstantní velikost teplosměnné plochy a tento fakt se musí zohlednit při návrhu kotle a jeho regulaci. Ve spodní části bubnu těsně pod hladinou vody dochází k zahušťování solí obsažených v obíhající kotelní vodě. Pro dodržení potřebné kvality páry se musí obsah solí udržovat na přípustné hodnotě, jelikož by docházelo k usazování solí v přehříváku a parní turbíně. Provádí se odpouštění části kotelní vody, která je zahuštěna solemi těsně pod hladinou vody v bubnu. Odpouštěná část zahuštěné kotelní vody je nazývána odluh. Pomocí kotle s přirozenou cirkulací lze zajistit požadovanou kvalitu páry i při nižší kvalitě kotelní vody.

2.4.2. Kotle s nucenou cirkulací

Jelikož při vývoji kotlů se zvyšoval požadavek na tlak vyráběné páry, to znamená, že se zmenšoval rozdíl hustoty vody a syté páry. Oběhové číslo výparníku se s rostoucím tlakem snižuje. Oběhové číslo závisí na výšce výparníku a s rostoucí výškou výparníku se zmenšuje. S rostoucím tlakem a výškou se obsah páry ve směsi zvyšuje a snižuje se rychlost vody, tedy oběhové číslo. Výparník s přirozeným oběhem je omezen tlakem, přičemž tlak asi 16 MPa se považuje za provozně ověřený tlak pro spolehlivou funkci výparníku. Nucený oběh je vyvolán oběhovým čerpadlem, které zajišťuje stabilní funkci výparníku i v oblasti vyšších tlaků asi do 18 MPa . Výparník s nuceným oběhem může být proveden z trubek menšího průměru ($32 \div 38 \text{ mm}$), takže proti přirozenému oběhu je výparník lehčí. Běžně se používá bezucpávkové oběhové čerpadlo, které má dopravní přetlak $0,3 \div 0,6 \text{ MPa}$. Konstrukční délka várnice je $20 \div 40 \text{ m}$ při vstupní rychlosti vody do várnice $1 \div 1,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

Schéma kotle je na obr. 2.5.

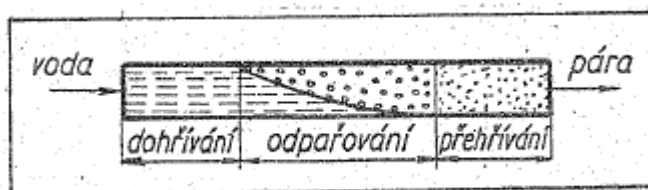


Obr. 2.5 Schéma kotle s nuceným oběhem [7]

2.4.3. Kotle průtočné

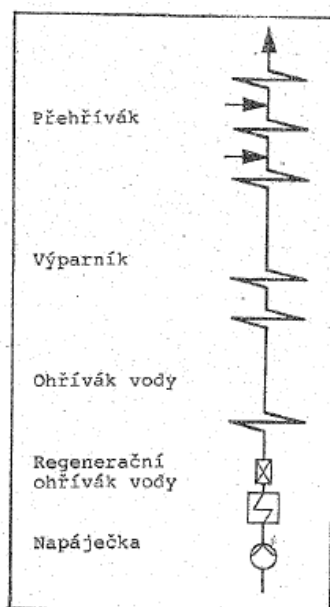
U velmi vysokých tlaků a nadkritických parametrů páry nelze použít cirkulaci ve výparníku jako u kotlů s přirozeným oběhem, to byl hlavní důvod pro vývoj průtočného

kotle. Ohřev vody na bod varu, odpaření vody a přehřátí vyrobené páry je soustředěno do jedné trubky, na jejíž vstup je přiváděna napájecí voda a z výstupu se již odvádí přehřátá pára. Princip je zobrazen na obr. 2.6.



Obr. 2.6 Princip výroby páry v průtočném kotli [7]

Průtočný systém nemá buben a jednotlivé části tlakového systému na sebe navzájem navazují, to znamená, že nemají žádný společný prvek. Na obr. 2.7 je zobrazeno schéma průtočného kotle.



Obr. 2.7 Schéma průtočného kotle [7]

Buben kotle odděluje sytou páru a vodu a do přehříváku vstupuje sytá pára zbavená vlhkosti. U průtočného kotle toto oddělení chybí.

Odpadá regulace hladiny v bubnu a kotel je regulován tak, že se trvale udržuje poměr mezi průtokem napájecí vody a tepelným výkonem ohniště.

Základní typy průtočných kotlů jsou:

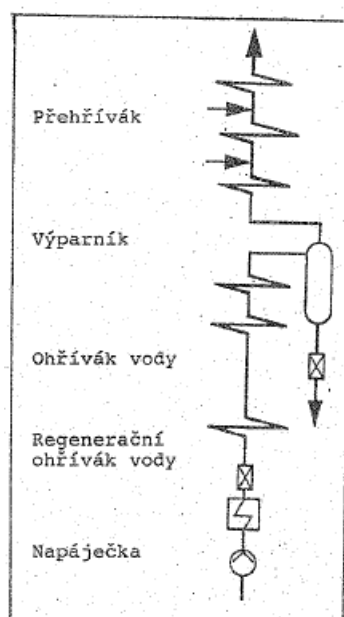
- Benson - s pohyblivým koncem vypařování
- Sulzer – s pevným koncem odpařování
- Průtočný kotel se superponovanou cirkulací

Průtočný kotel Benson

U tohoto typu kotle z trubek výparníku vystupuje mírně přehřátá pára. Výparník s pohyblivým koncem odpařování Bensonova kotle byl původně proveden ze sériově řazených sekcí, sekce byla provedena z paralelně řazených trubek. Otázku usazování solí řešilo zařazení přechodníků, což je koncová část výparníku umístěna do oblasti nízkého tepelného toku. V této oblasti nedochází k usazování solí. V dnešní době již usazování solí nehrozí ani v trubkách, které jsou umístěny v oblasti vysokého tepelného toku, jelikož pro napájení kotle používáme demineralizovanou vodu, přechodník se z tohoto důvodu již nepoužívá. Sekce se již nepoužívají, stěny kotle jsou provedeny ze svazku paralelně zapojených trubek, které jsou po obvodu kotle vinuty ve spirále.

Průtočný kotel Sulzer

Schéma průtočného kotle Sulzer je na obr. 2.8.

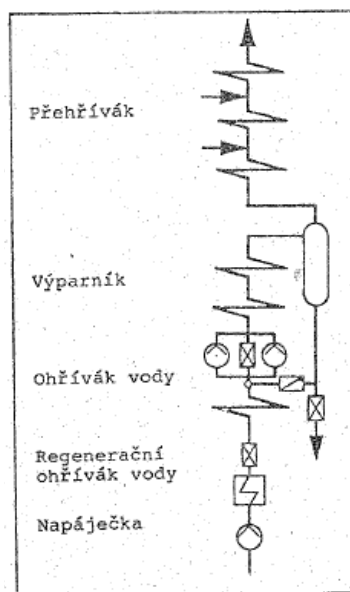


Obr. 2.8 Schéma průtočného kotle Sulzer [7]

Provedení je podobné jako u kotle Benson, ale z výparníkových trubek vystupuje parovodní směs s vysokým obsahem páry ($x = 95 \div 98 \%$). Pevný konec odpařování výparníku je určen separátorem. Problém usazování solí se řeší odluhem kotelní vody ze separátoru. Dnes se již odluh v tomto smyslu nepoužívá, jelikož je používána demineralizovaná voda, ale ze separátoru se odloučená voda odvádí např. do napájecí nádrže.

Průtočný kotel se superponovanou cirkulací

Schéma průtočného kotle se superponovanou cirkulací je na obr. 2.9.



Obr. 2.9 Schéma průtočného kotle se superponovanou cirkulací [7]

Průtočný kotel s pevným nebo pohyblivým koncem odpařování má určité nevýhody, když je kolísavé nebo velmi nízké zatížení kotle nebo při najíždění kotle. Tyto problémy jsou technicky řešitelné, ale ke kotli je třeba přidat přídavná zařízení, což je velmi nákladné. Navíc dochází při najíždění kotle k ztrátám tepla, odvodu tepla mimo kotel, díky těmto ztrátám se doba najíždění kotle prodlužuje. Kotel se superponovanou cirkulací byl vytvořen z důvodu spojení výhod kotle s přirozenou cirkulací a kotle průtočného. Hlavní prvek výparníku je rovná trubka jako u kotle s přirozenou cirkulací, trubky tedy nejsou vinuty ve spirále. V sérii s napájecím čerpadlem je oběhové čerpadlo, které je umístěno za ohřívákem vody. Přídavný oběh vody je tedy jen ve výparníku, to znamená, že nezahrnuje ohřívák vody. Výparník je konstrukčně proveden ze svislých trubek.

Hospodárné a rychlé najíždění bez odvodu tepla z výparníku umožňuje přídavný oběh.

2.5. Kotle pro spalování tuhých paliv

Každé tuhé palivo je složeno z hořlaviny a balastu. Za balast považujeme obsah vody a popela. Kvalita paliva je snižována vodou i popelem a tato kvalita má vliv na

konstrukci a provoz kotle. Daleko větší vliv na provoz kotle a jeho koncepční řešení má obsah popelovin, a to zejména jejich složení, chemické a fyzikální vlastnosti. Jestliže balast je tvořen převážně vodou, můžeme sušením paliva před spalováním získat kvalitnější palivo s nižším obsahem vody (balastu).

V kotli dochází k transformaci primární chemické energie paliva na entalpii páry. Mimo tuto transformaci dochází v kotli i k přeměně balastu.

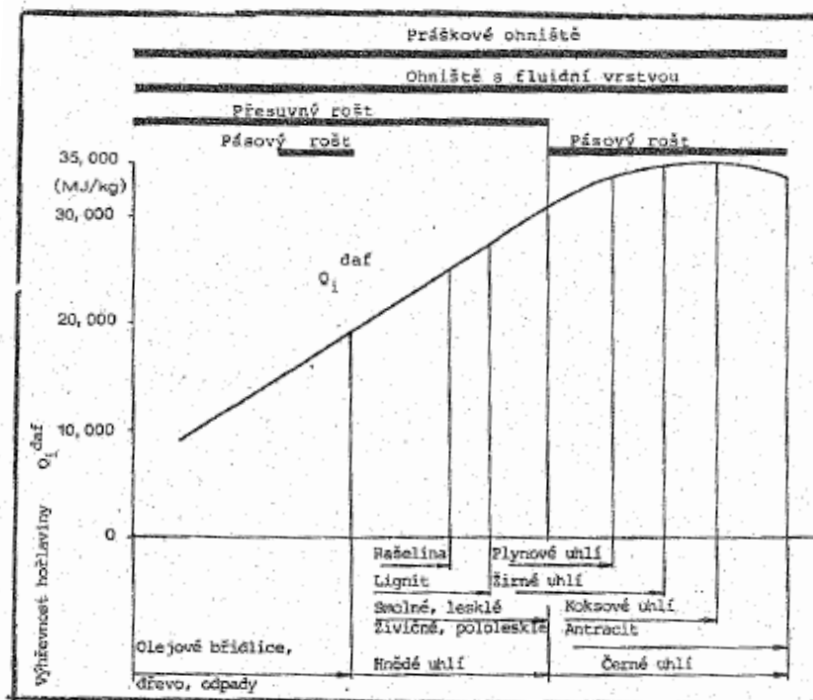
Voda obsažena v palivu je odváděna z kotle jako vodní pára ve spalínách. Popel odchází z části jako popílek se spaliny, který musíme zachytit v odlučovači za kotlem a z části jako škvára (struska), která je z ohniště odváděna odstruskovacím zařízením.

Pokud jsou spalována tuhá paliva jsou běžně využívány tyto typy ohnišť se spalováním:

- na roštu
- ve fluidní vrstvě
- ve vzhosu (prášková ohniště)

V diplomové práci budou následně podrobně popsána pouze prášková ohniště.

Pro použití jednotlivých typů ohnišť existuje celá řada kritérií, z nichž jako nejdůležitější jsou považovány vlastnosti spalovaného paliva (složení, fyzikální a chemické vlastnosti, vlastnosti popeloviny apod.). Obrázek 2.10 dává představu o vhodnosti použití základních typů ohnišť pro spalování tuhých paliv. Z obrázku je patrné, že pro všechny typy paliv jsou v principu použitelná ohniště prášková a fluidní. U roštových ohnišť pro hnědá uhlí a odpady je vhodnější použít kotle s přesuvným roštěm, částečně i s pásovým roštěm. Pro černá uhlí používáme kotle s pásovým roštěm.



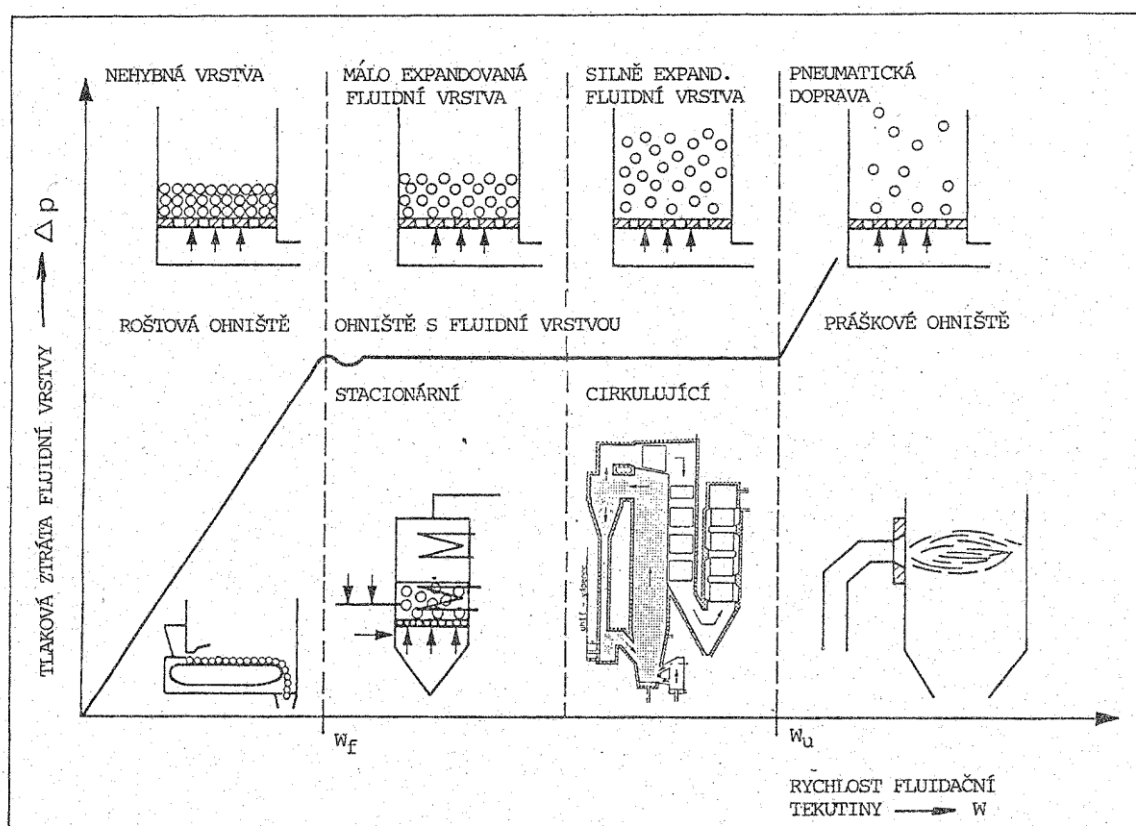
Obr. 2.10 Rozsah použitelnosti uvedených druhů ohnišť podle druhu paliva [7]

Jednotlivé typy ohnišť lze také posuzovat podle tepelného výkonu kotle. Hranice vhodnosti použití není pevně stanovena a podle různých výrobců se může lišit. Lze uvést tyto přibližné hodnoty:

- **Mechanické roštové ohniště:** od minimálního výkonu $0,25 MW_t$ po přibližně $150 MW_t$
- **Práškové ohniště:** od přibližně $40 MW_t$ až po nejvyšší výkony
- **Fluidní ohniště stacionární (bublinková fluidní vrstva):** obvykle do přibližně $40 MW_t$, ale i např. $200 MW_t$
- **Fluidní ohniště (cirkulující fluidní vrstva):** od přibližně $40 MW_t$ do přibližně $600 \div 750 MW_t$, u těchto ohnišť není vývoj ukončen

2.5.1. Rozdělení ohnišť podle rychlosti proudění plynu

Dělení ohnišť podle rychlosti proudění plynu je na obr. 2.11. V nádobě na roštu je nejdříve vrstva zrnitého materiálu, která je nehybná. Pod rošt je přiveden vzduch (fluidační tekutina) a s rostoucím množstvím vzduchu (rostoucí rychlostí) je zvyšována tlaková ztráta nehybné vrstvy materiálu.



Obr. 2.11 Rozdělení ohnišť podle rychlosti proudění plynu [7]

Pokud dosáhneme prahové rychlosti fluidace w_f částice materiálu začne fluidovat, částice jsou v silové rovnováze. Po následném dalším zvýšení průtoku vzduchu se tlaková ztráta Δp nemění, fluidní vrstva expanduje, tzn. její hladina se zvedá, hustota se zmenšuje. Pokud se rychlost zvedne natolik, že rychlost je na hodnotě prahové rychlosti úletu w_u , zaniká fluidní vrstva a začíná oblast pneumatické dopravy. Pokud zvyšujeme rychlost nad hodnotu prahové rychlosti úletu w_u , pak se tlaková ztráta Δp zvyšuje.

Oblast nehybné vrstvy ($w < w_f$) přísluší ohništi roštovému, oblast fluidní vrstvy ($w_f < w < w_u$) přísluší ohništi fluidnímu.

Oblast pneumatické dopravy ($w > w_u$) odpovídá kotlům práškovým se spalováním ve vzosu.

2.6. Kotle pro spalování uhelného prášku ve vzhosu - granulační ohniště

Spalování práškového uhlí ve vzhosu je dnes nejčastěji používaná technologie v průmyslové energetice i při výrobě elektrické energie a tepla. V současné době jedinou komerčně využitelnou technologií pro velké a největší výkony parních kotlů. Původní záměr při konstrukci práškových ohnišť bylo pouze využít pro spalování prachové frakce uhlí, která zbyla po vytrídění. Tuto frakci nebylo možné spalovat na rošttech.

Uhelný prášek ve srovnání s tříděným uhlím spalovaným na roštu má stokrát až tisíckrát větší měrný povrch, a proto spalování probíhá výrazně rychleji. Tříděné uhlí má měrný povrch $1 \div 2 \text{ m}^2 \cdot \text{kg}^{-1}$ a doba spalování na roštu je $15 \div 20 \text{ min}$, při spalování uhelného prášku je měrný povrch $100 \div 2000 \text{ m}^2 \cdot \text{kg}^{-1}$ a doba spalování ve vzhosu je $0,5 \div 2 \text{ s}$. Spalováním uhelného prášku vzniká jemný popílek, který je vynášen z ohniště spolu se spaliny, značně se tak mění popelová bilance práškového ohniště oproti roštovému ohništi. Roštová ohniště mají větší část popelovin ve formě škváry a menší část je unášena spaliny, zatímco u práškových ohnišť je větší část odváděna jako popílek.

U práškových ohnišť je důležitá teplota, při které je uhlí spalováno. Jestliže spalování probíhá za relativně nízkých teplot, pak teplota popeloviny spalovaného uhlí nepřekročí teplotu tečení a popelovina odchází z ohniště v tuhé formě jako škvára a popílek. V případě, že spalování probíhá za vyšších teplot a teplota popeloviny překročí teplotu tečení, potom část popeloviny je odváděna z ohniště jako tekutá struska. Podle technologie spalování uhelného prášku a způsobu odvodu strusky z ohniště dělíme kotle na:

- s granulačním ohništěm
- s výtavným ohništěm

V diplomové práci budou podrobně rozepsány pouze kotle s granulačním ohništěm.

Pro bezporuchový provoz granulačních ohnišť je nutno udržet teplotu v oblasti spalování v mezích, které jsou dostatečné k stabilnímu zapalování a dostatečně rychlému hoření paliva, ale nesmí dojít k překročení teploty tečení popelovin. Teplota plamene u granulačních ohnišť nepřesahuje $1100 \div 1500 \text{ }^\circ\text{C}$, teplota závisí na druhu použitého paliva. Vychlazení ohniště musí být takové, aby z popelovin vznikla tuhá škvára, která padá na dno ohniště tvarovaného jako výsypka. 15 až 30 % popelovin se odvádí z výsypky jako škvára a 70 až 85 % se odvádí jako popílek, který je unášen spaliny. Popílek ve

spalinách musí být odlučován v odlučovačích, které jsou umístěny za kotlem. Nejčastěji se používají elektrostatické odlučovače. Ve spodní části výsypky je otvor pro odvod strusky. Škvára je odváděna mechanicky nebo hydraulicky. Do výsypky mohou často padat velké shluky škváry, které se nalepují na stěny a vlivem tíhy, chvění stěn nebo umělým zásahem (parní, vodní ofukovače) se odlupují a ulamují.

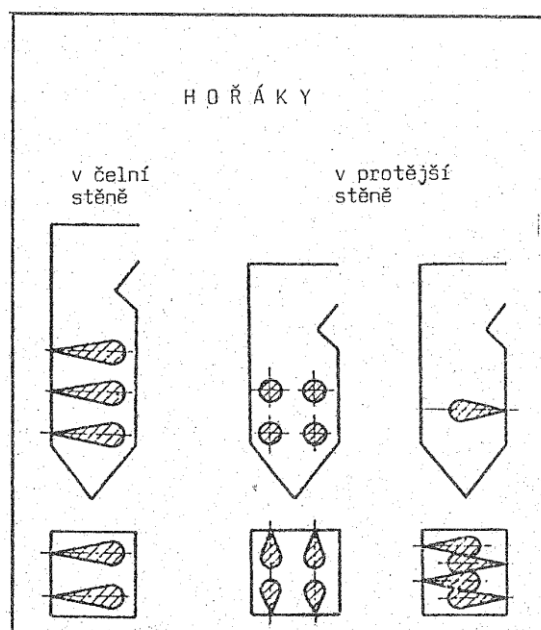
V granulačním ohništi žádané teploty je dosahováno buď volbou paliva (vhodné je i palivo s nízkou výhřevností a velkým obsahem vody), volbou nižší teploty spalovacího vzduchu ($300 \div 350\text{ }^{\circ}\text{C}$), vychlazením stěn ohniště výhřevnou plochou výparníku a u vysokých provozních tlaků páry také nástěnným přehřívákem. U nadkritického tlaku lze také z části udržovat požadovanou teplotu v ohništi výhřevnou plochou ohříváku vody. Tyto uvedené prostředky jsou dány konstrukcí kotle a nelze je během provozu měnit. Regulací přívodu recirkulovaných spalin, které jsou odebírány obvykle před ohřívákem vzduchu, do ohniště je možno teplotu v ohništi nastavit v požadovaných mezích podle změny výkonu kotle nebo vlastnosti paliva.

Granulační ohniště je možno použít pro spalování jak kvalitních paliv, tak i méně hodnotných paliv s vysokým obsahem vody, popřípadě popela. Výhodou těchto ohnišť je jednodušší udržování minimálních výkonností i bez použití stabilizačních hořáků. Nevýhodou je velký úlet popílku, a tudíž větší nároky na odlučovače a rozptylovací funkci komína. Tvorba oxidu siřičitého a oxidu sírového je v granulačním ohništi intenzivnější, z toho vyplývá, že rosný bod spalin je větší. Vyšší teplota spalin má nepříznivý vliv na komínovou ztrátu.

V průběhu vývoje vzniklo mnoho různých koncepcí podle tvaru ohniště, umístění hořáků a provedení hořáků.

2.6.1. Kotel s čelními hořáky

Ohniště kotle je ve spodní části ukončeno struskovou výsypkou, v horní části je zúženo a končí pod přehřívákem. [7] Práškové hořáky jsou umístěny v čelní stěně ohniště ve více řadách nad sebou, přičemž v každé řadě je několik hořáků. Takové ohniště je znázorněno v levé části obr. 2.12. Průřez ohniště a počet hořáků je vždy navržen tak, že plamen se nesmí dotýkat zadní a bočních stěn ohniště a navíc plameny se nesmí dotýkat navzájem. V pravé části obr. 2.12 je umístění hořáků v protějších stěnách, např. v přední a zadní stěně nebo v bočních stěnách. Hořáky mohou být umístěny proti sobě nebo vystřídaně, toto uspořádání nazýváme boxové.

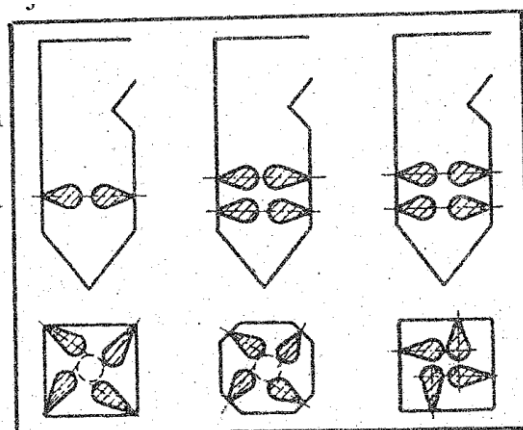


Obr. 2.12 Schéma ohniště s čelními hořáky [7]

2.6.2. Kotel s rohovými (tangenciálními) hořáky

Při tomto typu uspořádání hořáků jsou hořáky nasměrovány tangenciálně na pomyslnou kružnici v ose ohniště. Tento typ uspořádání je používán u kotlů středních a zejména nejvyšších výkonů. Kotel je vybaven např. ventilátorovými mlýny s přímým foukáním. Přímé foukání znamená, že v ohništi je osm hořáků a každý je po výšce rozdělen na tři části. Namleté uhlí padá svodkou do spalínové sušky. Do ventilátorového mlýnu jsou nasávány přes spalínovou sušku horké spaliny z horní části ohniště. Ve ventilátorovém mlýně je uhlí rozemleto a vysušeno horkými spalinami. Ochlazené spaliny, které obsahují odpařenou vodu (brýdy), slouží jako médium pro pneumatickou dopravu uhelného prášku do hořáků.

Ohniště je čtvercového nebo přibližně čtvercového průřezu. Jak je patrné z obr. 2.13 hořáky mohou být umístěny v rozích ohniště, přičemž v oblasti hořáku může být vytvořena další rovná stěna o šířce větší než je šířka hořáku nebo jsou hořáky umístěny v každé stěně ohniště symetricky. Podle výkonu kotle a druhu spalovaného paliva mají tato ohniště 4, 6 nebo 8 hořáků.

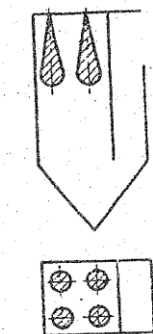


Obr. 2.13 Schéma ohniště s tangenciálně uspořádanými hořáky [7]

2.6.3. Kotel se stropními hořáky

U těchto kotlů jsou hořáky umístěny ve stropě ohniště nebo těsně pod ním. Plamen a spaliny směřují v ohništi dolů do struskové výsypky.

U tohoto typu uspořádání hořáků je dosaženo téměř ideálního zaplnění ohniště plamenem. Plamen není deformovaný, může být dlouhý, a proto lze použít hořáky s velkým výkonem. Průřez ohniště může být čtvercový nebo obdélníkový, a proto se může lépe přizpůsobit druhému tahu kotle. Nevýhodou tohoto typu ohniště je, že je nutno přivést práškovody k hořákům na stropě. U tohoto typu ohniště je větší zachycení popelovin ve struskové výsypce než je tomu u ohnišť s hořáky ve spodní části.



Obr. 2.14 Schéma ohniště se stropními hořáky [7]

3. Přípravné výpočty

Mezi přípravné výpočty patří přepočty složení a výhřevnosti paliv, stechiometrické výpočty a výpočty entalpií spalin a vzduchu. Tyto výpočty vedou ke konstrukci i-t diagramu spalin.

3.1. Přepočty paliv

Charakteristické znaky paliv mohou být uváděny v různých jednotkách a vztahovány k různým stavům, a proto je třeba tyto stavy vzájemně převádět. Obvykle je udáván rozbor surového paliva a prvkový rozbor hořlaviny.

Tuhá paliva jsou charakterizována třemi složkami, a to:

- Hořlavina (h) – je tvořena prvky C, H, S, N, O
- Popelovina (A) – tvořena veškerými minerálními příměsmi v palivu
- Voda (w) – bere se jako celková voda bez ohledu na to, jak se do paliva dostala

Pro hrubý rozbor paliva platí

$$h + A + w = 1 \text{ (–)} \quad (3.1)$$

nebo

$$h + A + w = 100 \text{ (‰)} \quad (3.2)$$

Kalorická hodnota uhlí je obsažena v hořlavině a závisí na složení hořlaviny. Elementární složení hořlaviny je

$$C^h + H^h + N^h + O^h + S_{spal}^h = 1 \text{ (–)} \quad (3.3)$$

Výhřevnost hořlaviny konkrétního druhu paliva z dané lokality má téměř konstantní hodnotu. Výhřevnost surového uhlí je proměnná, protože obsahuje různé množství popeloviny a vody.

Pro složení surového uhlí podle prvkového složení platí

$$C^r + H^r + N^r + O^r + S_{spal}^r + A^r + w^r = 1 \text{ (–)} \quad (3.4)$$

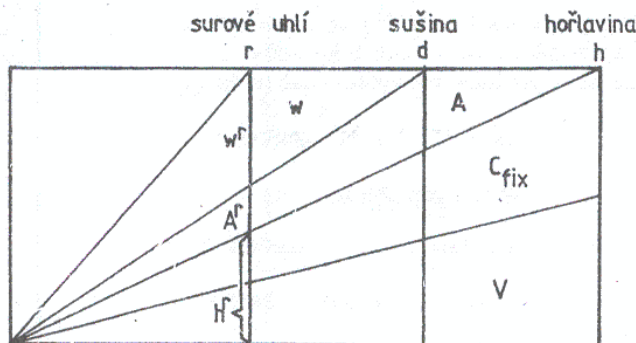
Po odstranění veškeré vody z paliva se získá bezvodý vzorek, sušina a složení tohoto vzorku je

$$C^d + H^d + N^d + O^d + S_{spal}^d + A^d = 1 \text{ (–)} \quad (3.5)$$

Vzorek čerstvě odebraného uhlí ztrácí během uložení a manipulace část vody. Proto již tento vzorek neodpovídá surovému uhlí. Takto laboratorně upravený vzorek se označuje jako analytický a platí

$$C^a + H^a + N^a + O^a + S_{spal}^a + A^a + w^a = 1 \text{ (–)} \quad (3.6)$$

Jestliže ze vzorku surového uhlí odstraníme vodu i popelovinu, získáváme hořlavinu, která má složení podle vzorce (3.3). Jednotlivé stavy a složení uhlí je na obr. 3.1.



Obr. 3.1 Změna složení uhlí podle obsahu vody a popeloviny [4]

Základní vztahy pro přepočet stavů:

$$x^r = x^a \cdot \frac{1 - w^r}{1 - w^a} \quad (3.7)$$

$$x^r = x^d \cdot (1 - w^r) \quad (3.8)$$

$$x^r = x^h \cdot (1 - w^r - A^r) \quad (3.9)$$

$$x^d = x^a \cdot \frac{1}{1 - w^a} \quad (3.10)$$

$$x^d = x^h \cdot (1 - A^d) \quad (3.11)$$

$$x^h = x^a \cdot \frac{1}{1 - w^a - A^a} \quad (3.12)$$

3.1.1. Spalné teplo a výhřevnost

Množství tepla, které se uvolní dokonalým spálením paliva, je určeno obsahem aktivních prvků v hořlavině (C, H, S). **Spalné teplo** hořlaviny Q_n^h je teplo, které se uvolní dokonalým spálením jednoho kilogramu hořlaviny při ochlazení spalin na počáteční teplotu a při zkondenzování vodní páry. Výhřevnost hořlaviny Q_i^h je teplo, které se uvolní dokonalým spálením jednoho kilogramu hořlaviny při ochlazení spalin na počáteční teplotu, ale vodní pára nezkondenzuje. Nezkondenzovaná voda neodevzdá své výparné teplo. Spalné teplo a výhřevnost se liší výparným teplem, které vznikne zkondenzováním

vodní páry. Spalné teplo má vždy větší hodnotu než výhřevnost. Pokud je spalována hořlavina, je ve spalinách obsažena pouze voda, která vznikne spálením vodíku. Spálením jednoho kilogramu vodíku vznikne asi devět kilogramů vody. Výparné teplo vody při teplotě 20 °C je $2453,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$. Mezi spalným teplem a výhřevností platí vztah

$$Q_n^h = Q_i^h + 9 \cdot H^h \cdot 2453,5 \text{ (kJ} \cdot \text{kg}^{-1}) \quad (3.13)$$

V černých uhlích je v hořlavině obsaženo asi 5 – 5,5 % vodíku.

Při spalování uhlí je ve spalinách také voda, která je obsažena v palivu a platí vztah

$$Q_n^r = Q_i^r + (w^r + 9 \cdot H^r) \cdot 2453,5 \text{ (kJ} \cdot \text{kg}^{-1}) \quad (3.14)$$

Spalné teplo nebo výhřevnost uhlí je také možné určit výpočtem z prvkového složení hořlaviny. V diplomové práci bude počítána výhřevnost podle Du Longova vzorce, který je vhodný pro starší, prouhelnatělá uhlí (antracit, černé uhlí) a má tvar

$$Q_i^r = 33,91 \cdot C^r + 121,42 \cdot H^r - 15,18 \cdot O^r + 10,47 \cdot S^r - 2,45 \cdot w^r \text{ (MJ} \cdot \text{kg}^{-1}) \quad (3.15)$$

3.2. *Stechiometrické výpočty*

Při stechiometrických výpočtech se vychází z chemických rovnic, kterým se říká stechiometrické spalovací rovnice a bilance látkových množství. Výsledkem stechiometrických výpočtů je zjištění objemu vzduchu pro spalování, jednotkového množství paliva a objemu spalin. Z hlediska průběhu spalování se mohou rozlišit model dokonalého a nedokonalého spalování.

Výsledky jsou závislé na složení paliva, to znamená, že při změně složení paliva se vyžaduje nový výpočet. Postup výpočtu je shodný pro tuhá a kapalná paliva, pro plynná paliva se liší.

3.2.1. **Výpočet pro tuhá a kapalná paliva**

Všechny stechiometrické výpočty se provádí za předpokladu normálního stavu, to znamená při teplotě 0 °C a tlaku $1,013 \cdot 10^5 \text{ Pa}$.

Teoretický objem kyslíku, který je potřeba pro dokonalé spálení 1 kg paliva se určí podle vztahu

$$V_{O_2,t} = \frac{22,4}{12} \cdot C + \frac{22,4}{4} \cdot H_2 + \frac{22,4}{32} \cdot S - \frac{22,4}{32} \cdot O_2 \left(m_N^3 \cdot kg^{-1} \right) \quad (3.16)$$

Výpočet množství teoretického suchého vzduchu potřebného pro spalování se vypočte podle vztahu

$$V_{vz,t}^s = \frac{1}{0,21} \cdot V_{O_2,t} \left(m_N^3 \cdot kg^{-1} \right) \quad (3.17)$$

Skutečné množství suchého vzduchu je vždy větší a závisí na součiniteli přebytku vzduchu, pak platí

$$V_{vz,s}^s = V_{vz,t}^s \cdot n \left(m_N^3 \cdot kg^{-1} \right) \quad (3.18)$$

Vzduch nasávaný při spalování bude vždy vlhký, proto je zapotřebí množství suchého vzduchu zvýšit o objem obsažené vodní páry. To se provede pomocí součinitele zvětšení objemu vlhkosti vzduchu, a pak množství vlhkého vzduchu se určí podle vztahu

$$V_{vz,s}^v = V_{vz,s}^s \cdot v \left(m_N^3 \cdot kg^{-1} \right) \quad (3.19)$$

Proces spalování se musí řídit tak, aby bylo zajištěno co nejdokonalejší vyhoření paliva. Dokonalé spalování není technicky možno zajistit, proto se do ohniště musí přivádět větší množství spalovacího vzduchu, než je teoretické vypočtené množství. Tento přebytek je dán vztahem

$$n = \frac{V_{vz,s}^s}{V_{vz,t}^s} (-) \quad (3.20)$$

Hodnoty doporučené pro součinitel přebytku spalovacího vzduchu jsou různé pro jednotlivé typy ohnišť a uvádí se tyto hodnoty:

| | |
|----------------------------------|----------------------|
| Ohniště spalující kapalná paliva | $n = 1,05 \div 1,1$ |
| Plynová ohniště | $n = 1,01 \div 1,15$ |
| Prášková ohniště výtavná | $n = 1,1 \div 1,15$ |
| Prášková ohniště granulační | $n = 1,2 \div 1,3$ |
| Roštová ohniště | $n = 1,35 \div 1,55$ |

Spaliny obsahují oxid uhličitý vzniklý spálením uhlíku, oxid siřičitý vzniklý spálením síry, dusík vzniklý z paliva a dusík ze spalovacího vzduchu a vodu vzniklou spálením vodíku, vodu z paliva a ze vzduchu. Teoretické množství vzniklých spalin vypočteme ze vztahu

$$V_{sp,t}^s = \frac{22,4}{12} \cdot C + \frac{22,4}{32} \cdot S + \frac{22,4}{28} \cdot N + 0,79 \cdot V_{vz,t}^s \quad (m_N^3 \cdot kg^{-1}) \quad (3.21)$$

Množství spalin skutečných suchých vypočteme pomocí vztahu

$$V_{sp,s}^s = V_{sp,t}^s + (n-1) \cdot V_{vz,t}^s \quad (m_N^3 \cdot kg^{-1}) \quad (3.22)$$

Množství spalin skutečných vlhkých vypočteme podle vztahu

$$V_{sp,s}^v = V_{sp,s}^s + V_{H_2O} \quad (m_N^3 \cdot kg^{-1}) \quad (3.23)$$

přičemž obsah vodní páry se vypočte ze vztahu

$$V_{H_2O} = \frac{22,4}{2} \cdot H + \frac{22,4}{18} \cdot w + n \cdot (v-1) \cdot V_{vz,t}^s \quad (m_N^3 \cdot kg^{-1}) \quad (3.24)$$

3.2.2. Stanovení součinitele přebytku vzduchu

Jedna ze skutečností, která jde využít k určení součinitele přebytku vzduchu je, že při stechiometrickém spalování není ve spalinách kyslík. S rostoucím součinitelem přebytku vzduchu roste i obsah kyslíku ve spalinách. Druhá skutečnost k určení součinitele přebytku vzduchu je, že maximálního obsahu $CO_{2,max}$ je dosaženo při stechiometrickém spalování. S rostoucím přebytkem vzduchu obsah $CO_{2,max}$ klesá, jelikož množství vzniklého oxidu uhličitého se nemění, přičemž množství spalin roste.

Vždy jsou předpokládány suché spaliny při výpočtu součinitele přebytku vzduchu.

Výpočet součinitele přebytku vzduchu z obsahu kyslíku ve spalinách

Při výpočtu vycházíme z toho, že se jedná o kyslík z přebytečného vzduchu. Základní rovnice pro výpočet je

$$0,21 \cdot (n-1) \cdot V_{vz,t}^s = O_2 \cdot V_{sp}^s \quad (3.25)$$

Úpravou dostaneme

$$O_2 = \frac{0,21 \cdot (n-1) \cdot V_{vz,t}^s}{V_{sp}^s} = \frac{0,21 \cdot (n-1) \cdot V_{vz,t}^s}{V_{sp,t} + (n-1) \cdot V_{vz,t}^s} \quad (3.26)$$

A dále dostaneme vzorec pro součinitel přebytku vzduchu, který má tvar

$$n = 1 + \frac{V_{sp,t}}{V_{vz,t}^s} \cdot \frac{O_2}{0,21 - O_2} \quad (3.27)$$

Výpočet součinitele přebytku vzduchu z obsahu oxidu uhličitého ve spalínách

Při výpočtu vycházíme z toho, že absolutní množství oxidu uhličitého je stále stejné, protože toto množství je dáno obsahem uhlíku v palivu. Základní rovnice pro výpočet je

$$CO_2 \cdot V_{sp}^s = CO_{2,max} \cdot V_{sp,t}^s \quad (3.28)$$

Úpravou dostaneme

$$\frac{CO_2}{CO_{2,max}} = \frac{V_{sp,t}}{V_{sp,t} + (n-1) \cdot V_{vz,t}^s} \quad (3.29)$$

A dále dostaneme vzorec pro součinitel přebytku vzduchu, který má tvar

$$n = 1 + \left(\frac{CO_{2,max}}{CO_2} - 1 \right) \cdot \frac{V_{sp,t}}{V_{vz,t}^s} \quad (3.30)$$

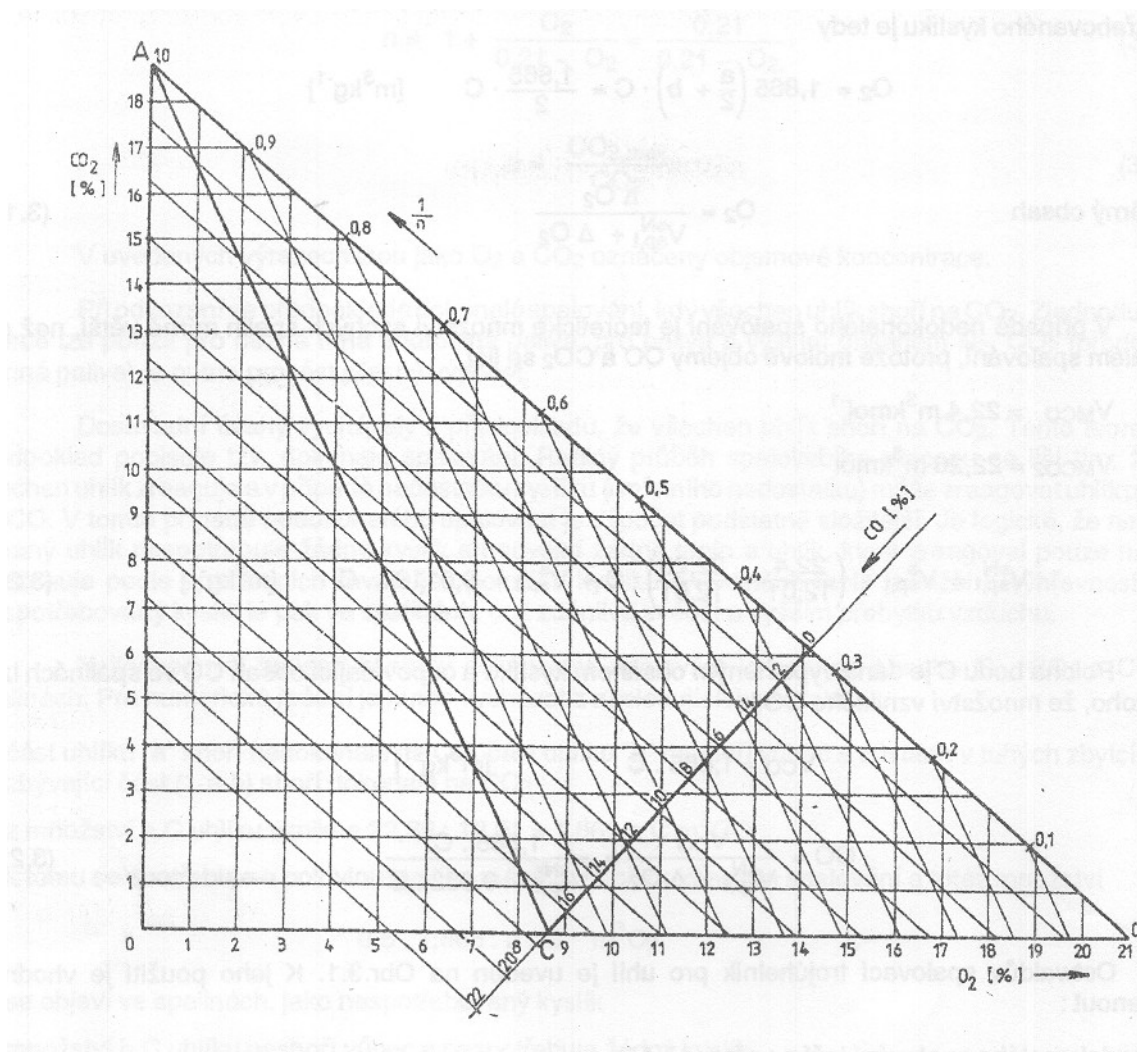
V obou případech výpočtu je ve vzorci obsažen poměr teoretického množství spalín a vzduchu, který je pro tuhá paliva přibližně jedna. Proto oba vtahy pro výpočet součinitele přebytku vzduchu můžeme zjednodušit. Pak výrazy budou mít tvar

$$n = 1 + \frac{O_2}{0,21 - O_2} = \frac{0,21}{0,21 - O_2} \quad (3.31)$$

$$n = \frac{CO_{2,max}}{CO_2} \quad (3.32)$$

V uvedených vzorcích mají označení CO_2 a O_2 rozměr objemové koncentrace.

Pro kontrolu dokonalosti spalování a stanovení všech parametrů je možné provést pomocí Ostwaldova spalovacího trojúhelníka. Tento trojúhelník je nutno konstruovat pro konkrétní palivo. Příklad Ostwaldova spalovacího trojúhelníka pro uhlí je na obr. 3.2.



Obr. 3.2 Ostwaldův spalovací trojúhelník pro uhlí [4]

3.2.3. Objemy a koncentrace složek ve spalínách

Objem oxidu uhličitého ve spalínách se stanoví podle vzorce

$$V_{CO_2} = \frac{22,4}{12} \cdot C \left(m_N^3 \cdot kg^{-1} \right) \quad (3.33)$$

Objem oxidu siřičitého ve spalínách se stanoví podle vzorce

$$V_{SO_2} = \frac{22,4}{32} \cdot S \left(m_N^3 \cdot kg^{-1} \right) \quad (3.34)$$

Objem dusíku ve spalínách se stanoví podle vzorce

$$V_N = \frac{22,4}{28} \cdot N + n \cdot 0,79 \cdot V_{vz,t}^s \quad (m_N^3 \cdot kg^{-1}) \quad (3.35)$$

Objem kyslíku ve spalínách se stanoví podle vzorce

$$V_{O_2} = 0,21 \cdot (n-1) \cdot V_{vz,t}^s \quad (m_N^3 \cdot kg^{-1}) \quad (3.36)$$

Objem vody ve spalínách se stanoví podle vzorce (3.24).

Koncentrace suchých spalín

$$\varpi_{CO_2} = \frac{\frac{22,4}{12} \cdot C}{V_{sp,s}^s} \cdot 100 \quad (\%) \quad (3.37)$$

$$\varpi_{SO_2} = \frac{\frac{22,4}{32} \cdot S}{V_{sp,s}^s} \cdot 100 \quad (\%) \quad (3.38)$$

$$\varpi_N = \frac{\frac{22,4}{28} \cdot N + n \cdot 0,79 \cdot V_{vz,t}^s}{V_{sp,s}^s} \cdot 100 \quad (\%) \quad (3.39)$$

$$\varpi_{O_2} = \frac{0,21 \cdot (n-1) \cdot V_{vz,t}^s}{V_{sp,s}^s} \cdot 100 \quad (\%) \quad (3.40)$$

3.3. *Entalpie vzduchu a spalín*

Při určení tepelné bilance resp. účinnosti kotlů a spalínových výměníků je nutno vyjádřit teplo odebírané spalínami. Aby se zjednodušily bilanční vztahy, je lepší nepracovat s měrnou entalpií spalín vztaženou na jednotku objemu nebo hmotnosti, ale za základní vztažnou jednotku považovat objem spalín příslušející spálení jednotkového množství paliva. Jednotkou entalpie spalín při spalování tuhých paliv je $kJ \cdot kg_{paliva}^{-1}$.

Spaliny lze považovat za směs plynů, která může obsahovat i popílek. Výslednou entalpii lze vypočítat jako součet entalpií jednotlivých složek. Ze stechiometrického

výpočtu určíme jednotlivé objemy složek spalín a objem popílku určíme z bilance popela v kotli. Pro běžnou praxi je postačující uvažovat stechiometrické výpočty, tzn. výpočty při dokonalém spalování, protože rozdíly entalpií při dokonalém a nedokonalém spalování činí jen desetiny procenta, což je v tolerančním rozmezí výpočtů.

Entalpie spalín, které vzniknou po spálení jednoho kilogramu tuhého paliva je dána vztahem

$$i_S^{t,n} = i_{S,\min}^t + (n-1) \cdot i_{vz,\min}^t \quad (kJ \cdot kg^{-1}) \quad (3.41)$$

kde $i_{S,\min}^t$ – entalpie stechiometrických spalín (pro $n=1$) $(kJ \cdot kg^{-1})$

$i_{vz,\min}^t$ – entalpie minimálního množství vzduchu při teplotě t $(kJ \cdot kg^{-1})$

n – součinitel přebytku vzduchu $(-)$

Entalpie stechiometrických spalín a entalpie minimálního množství vzduchu se určí podle vztahů

$$i_{S,\min}^t = V_{CO_2} \cdot i_{CO_2}^t + V_{SO_2} \cdot i_{SO_2}^t + V_{N_2} \cdot i_{N_2}^t + V_{H_2O} \cdot i_{H_2O}^t + a_{\dot{u}} \cdot A^r \cdot i_{pop}^t \quad (kJ \cdot kg^{-1}) \quad (3.42)$$

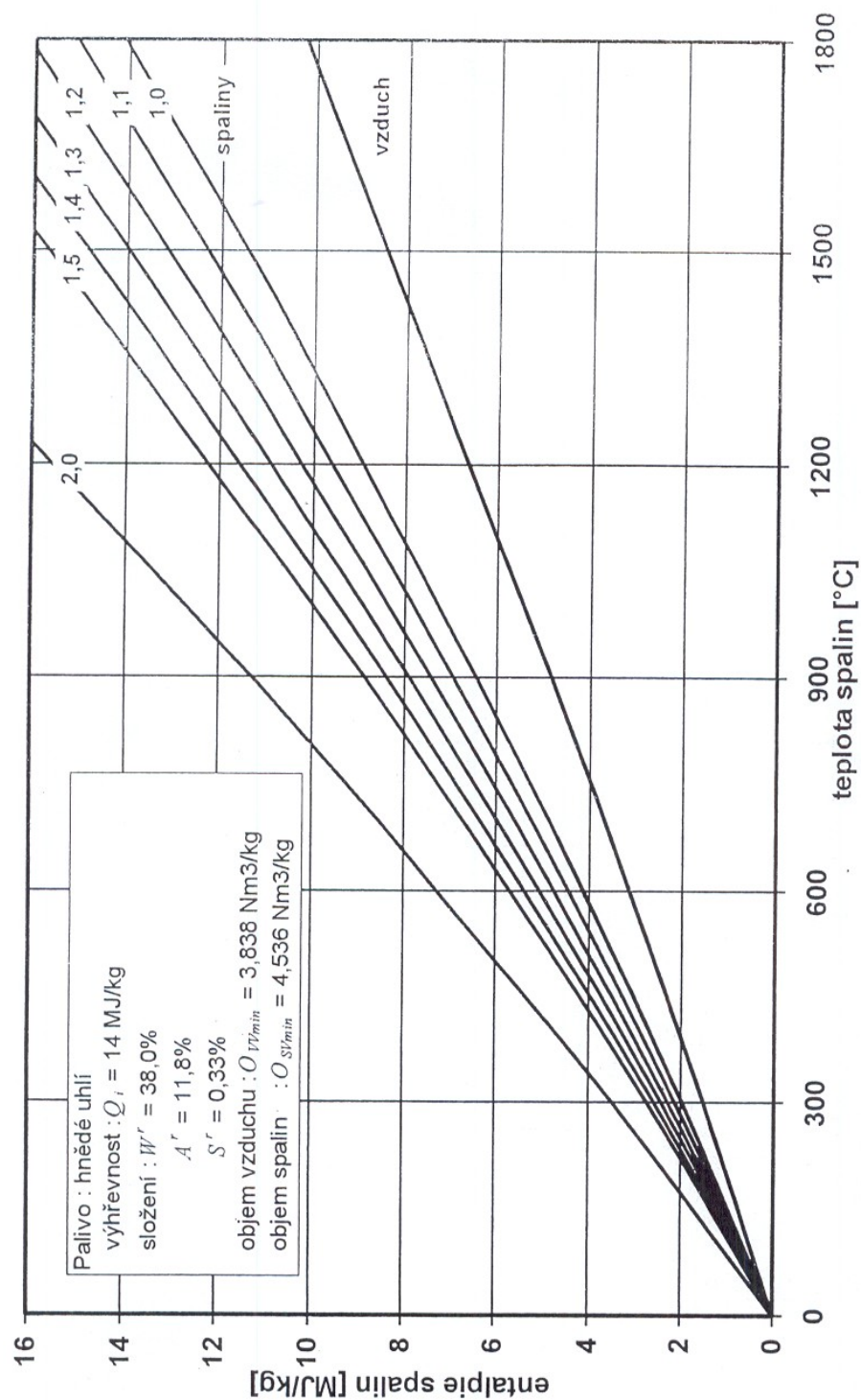
$$i_{vz,\min}^t = V_{vz,\min}^s \cdot i_{vz}^{t,s} + V_{H_2O}^{vz} \cdot i_{H_2O}^t \quad (kJ \cdot kg^{-1}) \quad (3.43)$$

kde i_i^t – entalpie jednotlivých složek spalín při teplotě t $(kJ \cdot kg^{-1})$

$a_{\dot{u}}$ – poměrný úlet popílku z ohniště vztažený k celkovému obsahu popela v použitém palivu A^r $(-)$

Měrné entalpie některých složek obsažených ve spalínách v závislosti na teplotě jsou v příloze č. 1.

Doporučuje se sestavit i - t diagram spalín, který zobrazuje závislost entalpie spalín na teplotě a přebytku spalovacího vzduchu a umožňuje vzájemný převod těchto veličin. Konstruuje se bod po bodu v rozmezí potřebných teplot a pro několik zvolených hodnot přebytků vzduchu. Vynesené body jsou proloženy hladkou křivkou. Příklad i - t diagramu spalín pro hnědé uhlí je na obr. 3.3.



Obr. 3.3 i-t diagram spaliny [2]

3.4. Fyzikální vlastnosti spaliny a vzduchu

Při výpočtu sdílení tepla je nutné znát látkové vlastnosti médií, které odpovídají danému stavu, pro dosazení do rovnic na výpočet přestupu tepla. Pro páru a vodu jsou tyto

hodnoty tabelovány, ale u vzduchu a zejména spalin, jejichž složení není stálé, je zjištění fyzikálních charakteristik složitější. Střední měrné tepelné kapacity základních složek spalin jsou uvedeny v příloze č. 2.

3.5. *Přebytek spalovacího vzduchu*

Množství vzduchu potřebného pro spalování je obvykle uváděno jako množství potřebné pro stechiometrické spalování, které je zvětšeno prostřednictvím součinitele přebytku vzduchu n . Tento poměrný způsob vyjádření množství vzduchu je využíván pro popis:

- Množství vzduchu ve spalinách n (-)
- Množství spalovacího vzduchu přiváděného pro spalování β (-)
- Přisávání falešného vzduchu do spalin Δn (-)
- Únik spalovacího vzduchu netěsnostmi vzduchovodů a ohříváku vzduchu $\Delta\beta$ (-)

Jednotlivé hodnoty množství vzduchu vyplývají ze vzduchové bilance kotle.

3.5.1. Přebytek vzduchu na výstupu z ohniště

Na vzniku tohoto přebytku se podílí jednak řízený spalovací vzduch a v případě podtlakových ohnišť také přisávaný falešný vzduch. Celkový přebytek na výstupu z ohniště se řídí zejména podle druhu používaného paliva, typu spalovacího zařízení a způsobu přípravy paliva.

3.5.2. Přisávání falešného vzduchu

Hodnota součinitele přebytku vzduchu ve spalinách podél spalinového traktu kotle za ohništěm roste v důsledku přisávání falešného vzduchu netěsnostmi. [2] Intenzita přisávání je závislá na konstrukci stěn, oplechování a na velikosti podtlaku v daném místě. Kotle z membránových stěn mají hodnotu přisávání falešného vzduchu menší. Množství přisávaného vzduchu se mění i s výkonem kotle a je závislé i na dalších provozních vlastnostech. Doporučené hodnoty přisávání vzduchu v průtazích kotel jsou uvedeny v příloze č. 3.

Přetlakové kotle mají tlak na straně spalin vyšší než je tlak atmosférický, a proto

nemůže docházet k přísávání vzduchu do spalín.

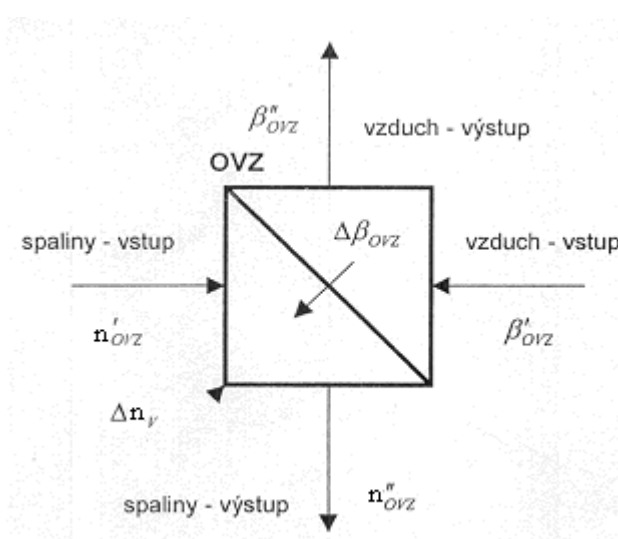
Pokud je spalováno práškové uhlí, dochází k přísávání vzduchu v mlecím okruhu, pokud je kotel řešen jako podtlakový. Přebytek vzduchu přísáváním v mlecím okruhu lze určit podle přílohy č. 4.

3.5.3. Přísávání ohříváku vzduchu

Vzduch, který je přísáván mlecím okruhem Δn_{ml} , je součástí primární směsi vedené do hořáků. To znamená, že je využit jako vzduch spalovací a jeho množství se musí zmenšit o množství řízeného vzduchu přes ohřívák vzduchu. S falešným vzduchem, který je přísáván v ohništi Δn_o , se podílí na velikosti součinitele přebytku vzduchu na výstupu z ohniště Δn_{ok} . Přebytek řízeného spalovacího vzduchu za ohřívákem vzduchu lze určit ze vztahu

$$\beta''_{ovz} = n_{ok} - \Delta n_{ml} - \Delta n_o \quad (-) \quad (3.44)$$

Bilance přísávání ohříváku vzduchu je znázorněna na obr. 3.4. Celkové přísátí dělíme na vnější přísávání (způsobené netěsnostmi opláštění) a vnitřní přísávání (vnitřní netěsnost je dána průnikem ohřivaného vzduchu do spalín). U každého ohříváku vzduchu se vyskytují oba typy přísávání.



Obr. 3.4 Bilance přísávání ohříváku vzduchu [2]

Při zjednodušujících předpokladech lze předpokládat, že u rekuperativních ohříváků (trubkové ohříváky vzduchu) je veškerý přisávaný vzduch do spalin způsoben vnější netěsností. U regeneračních typů ohříváků (Ljungstroem) je způsobeno přisávání vzduchu vnitřní netěsností. Pro trubkový ohřívák vzduchu lze psát vztahy

$$n''_{ovz} = n'_{ovz} + \Delta n_v (-) \quad (3.45)$$

$$\beta'_{ovz} = \beta''_{ovz} (-) \quad (3.46)$$

a pro Ljungstroem lze psát

$$n''_{ovz} = n'_{ovz} + \Delta \beta_{ovz} (-) \quad (3.47)$$

$$\beta'_{ovz} = \beta''_{ovz} + \Delta \beta_{ovz} (-) \quad (3.48)$$

3.5.4. Průtok vzduchu a spalin

Stechiometrickým výpočtem objemu spalovacího vzduchu a vzniklých spalin se určí množství vzduchu a spalin vztažené na jednotku spáleného paliva. Vynásobením množstvím spáleného paliva $\dot{m}_{pal} (kg \cdot s^{-1})$ dostaneme vyjádření celkových průtoků.

Průtok spalovacího vzduchu se určí podle vztahu

$$V_v = \dot{m}_{pal} \cdot \beta \cdot V_{vv,min} (m_N^3 \cdot s^{-1}) \quad (3.49)$$

Průtok přisávaného vzduchu se určí podle vztahu

$$V_f = \dot{m}_{pal} \cdot \Delta n \cdot V_{vv,min} (m_N^3 \cdot s^{-1}) \quad (3.50)$$

Průtok spalin se určí podle vztahu

$$V_s = \dot{m}_{pal} \cdot [V_{sv,min} + (n-1) \cdot V_{vv,min}] (m_N^3 \cdot s^{-1}) \quad (3.51)$$

4. Tepelné ztráty kotle a výpočet účinnosti

Při návrhu nového kotle je třeba předem odhadnout velikosti jednotlivých tepelných ztrát. K tomuto odhadu lze použít normu ČSN 07 0305 s přihlédnutím na konstrukční řešení daného kotle. V diplomové práci je účinnost kotle počítána podle skript „[2]

DLOUHÝ, Tomáš. *Výpočty kotlů a spalínových výměníků*. Při spalování tuhých paliv se uvažuje pět základních ztrát:

- Ztráta mechanickým nedopalem Z_c
- Ztráta chemickým nedopalem Z_{CO}
- Ztráta sáláním a vedením tepla do okolí Z_{sv}
- Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků Z_f
- Ztráta citelným teplem spalin (komínová ztráta) Z_k

4.1. Ztráta mechanickým nedopalem

Tato ztráta vzniká nespálenou hořlavinou v tuhých zbytcích po spalování. Lze ji vypočítat podle vzorce

$$Z_c = Z_{cs} + Z_{ep} + Z_{ci} + Z_{cr} + Z_{cb} \quad (-) \quad (4.1)$$

kde Z_{cs} – ztráta nedopalem ve škváře nebo strusce, to znamená v tuhých zbytcích zachycených v ohništích

Z_{ep} – ztráta nedopalem v popílku, to znamená ve frakcích, které jsou zachyceny v průtazích kotle a v odprašováku

Z_{ci} – ztráta nedopalem v úletu, to znamená v tuhých zbytcích, které jsou uneseny spalinami pryč z kotle

Z_{cr} – ztráta nedopalem v roštovém propadu. Vyskytuje se u kotlů, kde se propad nevrací zpět do ohniště.

Z_{cb} – ztráta uhelným práškem v brýdách. Vyskytuje se pouze u kotlů s otevřeným mlecím okruhem.

Jednotlivé složky ztráty mechanickým nedopalem se určí ze vztahu

$$Z_{ci} = \frac{C_i}{1 - C_i} \cdot X_i \cdot \frac{A^r}{Q_{i,red}} \cdot Q_{ci} \quad (-) \quad (4.2)$$

kde C_i – podíl hořlaviny v tuhých zbytcích $(-)$

X_i – podíl popela z celkového množství v palivu připadající na tuhé zbytky $(-)$

A^r – množství popelovin v palivu v surovém stavu (–)

$Q_{i,red}$ – redukováná výhřevnost paliva ($kJ \cdot kg^{-1}$)

Q_{ci} – výhřevnost hořlaviny uvažovaného druhu tuhých zbytků ($kJ \cdot kg^{-1}$)

Hodnota výhřevnosti je $Q_{ci} = 32600 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ za předpokladu, že spalitelné látky jsou převážně uhlík. Obsah uhlíku určujeme elementárním rozбором. Jestliže u provozovaného zařízení je $C_i \geq 0,2$, potom se doporučuje stanovit hodnotu výhřevnosti kalorimetricky.

Pokud je navrhováno nové zařízení, není obvykle znám stupeň zachycení popílku v kotli, ani účinnost prachových filtrů. Převážně se používají elektrostatické odlučovače a látkové filtry, jejichž účinnost je přes 99 %. Popel se v tomto případě dělí pouze na tři části, a to na podíl ve škváře zachycené v ohništi X_s , podíl propadu roštěm X_r a podíl v úletu z ohniště X_u . Hodnoty pro jednotlivé podíly spalitelných látek a hmotnostní bilanci popela jsou uvedeny v příloze č. 5 a příloze č. 6.

Ztráta uhelným práškem v brydách se vypočte podle vztahu

$$Z_{cb} = (1 - \eta_{od}) \cdot \frac{Q_{i,p}^r}{Q_{i,red}} \quad (-) \quad (4.3)$$

kde η_{od} – účinnost odlučovače prášku (–)

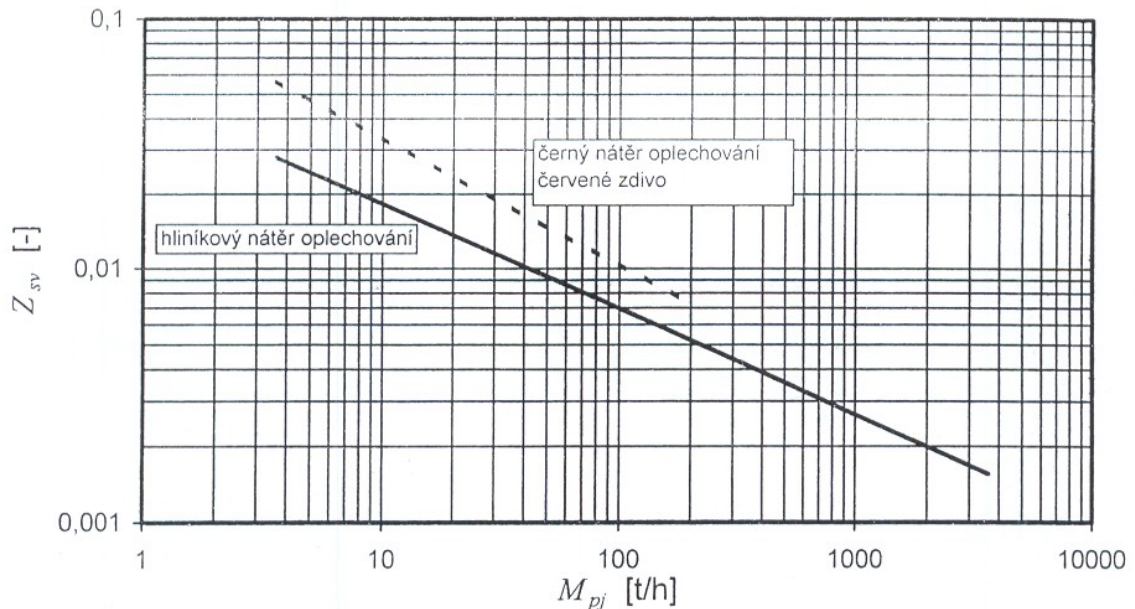
$Q_{i,p}^r$ – výhřevnost prášku za suškou ($kJ \cdot kg^{-1}$)

4.2. Ztráta chemickým nedopalem

Ztráta chemickým nedopalem se také označuje jako ztráta hořlavinou ve spalínách. Tato ztráta vyjadřuje teplo ztracené v důsledku toho, že ve spalínách jsou obsaženy hořlavé plyny. Pro její určení se zjišťuje většinou jen koncentrace oxidu uhelnatého ve spalínách. Pokud spalujeme plyn a dřevo, někdy se také určuje koncentrace metanu ve spalínách. Pro odhad ztráty chemickým nedopalem vyjdeme z tabulky v příloze č. 7. V posledních letech díky pokroku ve vývoji hořáků a optimalizaci spalování došlo k minimalizaci této ztráty a její hodnoty se pohybují na dolních intervalech.

4.3. Ztráta sáláním a vedením tepla do okolí

Touto ztrátou se zohledňuje množství tepla uniklého pláštěm kotle do okolí. Její velikost závisí především na kvalitě izolace stěn, oplechování, velikosti povrchu a výkonu kotle. Pro odhad postačí, že se nahradí velikost povrchu kotle jeho jmenovitým parním výkonem $M_{pj} \text{ (t} \cdot \text{h}^{-1}\text{)}$ a ztrátu Z_{sv} lze určit z obr. 4.1.



Obr. 4.1 Ztráta sdílením tepla do okolí [2]

Ztráta sdílením tepla pro kotel se dělí na dílčí ztráty, které připadají na jednotlivé bilanční objemy.

$$Z_{sv} = Z_{sv}^o + Z_{sv}^{pk} + Z_{sv}^{mp} + Z_{sv}^{EKO} + Z_{sv}^{OVZ} \quad (-) \quad (4.4)$$

kde Z_{sv}^o – ztráta ohniště

Z_{sv}^{pk} – ztráta přehříváku

Z_{sv}^{mp} – ztráta přehříváku

Z_{sv}^{EKO} – ztráta ekonomizéru

Z_{sv}^{OVZ} – ztráta ohříváku vzduchu

Velikost této ztráty prakticky nezávisí na výkonu kotle, protože teplota povrchu pláště kotle se mění s výkonem jen nepatrně. Je nutné vyjadřovat ztrátu sáláním a vedením tepla do okolí při dílčích výkonech kotle a korigovat ji podle vzorce

$$Z'_{sv} = Z_{sv} \cdot \frac{M_{pj}}{M'_p} (-) \quad (4.5)$$

kde Z'_{sv} – ztráta sdílením tepla do okolí při dílčím výkonu $(-)$

Z_{sv} – ztráta sdílením tepla do okolí při jmenovitém výkonu $(-)$

M_{pj} – parní výkon při jmenovitém výkonu $(kg \cdot s^{-1})$

M'_p – parní výkon při dílčím výkonu $(kg \cdot s^{-1})$

Korekce se provádí a má význam pouze v případě, že skutečný výkon kotle je nižší více než o 25 %.

4.4. Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků

Skládá se ze ztráty ve škváře (strusce), popílku, úletu a propadu. Vypočte se podle vzorce

$$Z_f = \sum_i \frac{X_i}{1 - C_i} \cdot \frac{A^r}{Q_{i,red}} \cdot c_i \cdot t_i (-) \quad (4.6)$$

kde C_i – podíl hořlaviny v tuhých zbytcích $(-)$

X_i – podíl popela z celkového množství v palivu připadající na tuhé zbytky $(-)$

A^r – množství popelovin v palivu v surovém stavu $(-)$

$Q_{i,red}$ – redukováná výhřevnost paliva $(kJ \cdot kg^{-1})$

C_i – měrná tepelná kapacita tuhých zbytků $(kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1})$

t_i – teplota uvažovaného druhu tuhých zbytků $(^{\circ}C)$

Měrnou tepelnou kapacitu tuhých zbytků je možno odečíst z tabulky v příloze č. 2. Teplota tuhých zbytků u roštových a granulačních ohnišť má hodnotu 600 °C.

Jestliže je citelné teplo popílku úletu z ohniště zahrnuto do entalpie spalin, je součástí komínové ztráty a do ztráty fyzickým teplem tuhých zbytků se nezapočítává.

4.5. Ztráta citelným teplem spalin

Tato ztráta reprezentuje teplo, které odchází v kouřových plynech. Jde o nejvýznamnější ztrátu, která ovlivňuje účinnost kotle nejvíce. Její velikost je závislá na teplotě spalin a přebytku vzduchu ve spalinách za kotlem, kdy se se zvětšováním velikosti obou parametrů ztráta zvyšuje. Způsob určování není jednotný, v diplomové práci bude komínová ztráta počítána podle vztahu

$$Z_k = (1 - Z_C) \cdot \frac{i_S^{t_k, n_k} - n_k \cdot i_{VZ}}{Q_{i, red}} (-) \quad (4.7)$$

kde Z_C – ztráta mechanickým nedopalem $(-)$

$i_S^{t_k, n_k}$ – entalpie spalin při teplotě t_k a přebytku vzduchu n_k odečtená z i-t diagramu $(kJ \cdot kg^{-1})$

i_{VZ} – entalpie studeného vzduchu $(kJ \cdot kg^{-1})$

n_k – přebytek vzduchu $(-)$

$Q_{i, red}$ – redukovaná výhřevnost paliva $(kJ \cdot kg^{-1})$

Volba teploty pro určení entalpie studeného vzduchu z diagramu i-t není jednoznačná. Pokud je hodnota teploty studeného vzduchu vyšší, je vyšší i účinnost. Při volbě teploty by se mělo uvažovat se střední teplotou veškerého vzduchu, který se do kotle dostává jako nasávaný a falešný. Přesné určení nasávaného a falešného vzduchu je prakticky nemožné určit. Při výpočtu kotle se tato teplota volí asi 30 °C.

4.6. Účinnost kotle

Účinnost kotle se určuje převážně nepřímou metodou. Jednotlivé velikosti poměrných tepelných ztrát kotle jsou určeny v kap. 4 a vypočte se podle vztahu

$$\eta_k = 1 - Z_C - Z_{CO} - Z_{sv} - Z_f - Z_k (-) \quad (4.8)$$

5. Stechiometrické výpočty, koncentrace spalin a určení účinnosti kotle pro zadaný kotel a palivo

5.1. Zadané palivo, přebytek spalovacího vzduchu, součinitel vlhkosti vzduchu

Zadaná výhřevnost surového vzorku paliva

$$Q_i^r = 20,845 \text{ MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Obsah vody v surovém vzorku paliva

$$w^r = 12,3 \%$$

Obsah popela v surovém vzorku paliva

$$A^r = 21,8 \%$$

Obsah hořlaviny v surovém vzorku paliva

$$h^r = 65,9 \%$$

Prvkové složení hořlaviny

$$C^h = 85,65 \%$$

$$H^h = 3,6 \%$$

$$O_2^h = 9,15 \%$$

$$N^h = 0,9 \%$$

$$S^h = 0,7 \%$$

Přepočet prvků hořlaviny na surový stav

$$x^r = x^h \cdot (1 - w^r - A^r) (\%)$$

$$C^r = C^h \cdot (1 - w^r - A^r)$$

$$C^r = 85,65 \cdot (1 - 0,123 - 0,218)$$

$$C^r = 56,443 \%$$

$$H^r = H^h \cdot (1 - w^r - A^r)$$

$$H^r = 3,6 \cdot (1 - 0,123 - 0,218)$$

$$H^r = 2,372 \%$$

$$O^r = O^h \cdot (1 - w^r - A^r)$$

$$O^r = 9,15 \cdot (1 - 0,123 - 0,218)$$

$$O^r = 6,03 \%$$

$$N^r = N^h \cdot (1 - w^r - A^r)$$

$$N^r = 0,9 \cdot (1 - 0,123 - 0,218)$$

$$N^r = 0,593 \%$$

$$S^r = S^h \cdot (1 - w^r - A^r)$$

$$S^r = 0,7 \cdot (1 - 0,123 - 0,218)$$

$$S^r = 0,461 \%$$

Přepočet výhřevnosti paliva pomocí Dulongova vzorce

$$Q_i^r = 33,91 \cdot C^r + 121,42 \cdot H^r - 15,18 \cdot O_2^r + 10,47 \cdot S^r - 2,45 \cdot w^r \quad (\text{MJ} \cdot \text{kg}^{-1})$$

$$Q_i^r = 33,91 \cdot 0,56443 + 121,42 \cdot 0,02372 - 15,18 \cdot 0,0603 + 10,47 \cdot 0,00461 - 2,45 \cdot 0,123$$

$$Q_i^r = 20,852 \text{ MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Součinitel přebytku vzduchu

$$n = 1,4$$

Součinitel vlhkosti vzduchu

$$\nu = 1,01$$

5.2. Stechiometrické výpočty

Teoretický objem kyslíku

$$V_{O_2,t} = \frac{22,4}{12} \cdot C + \frac{22,4}{4} \cdot H_2 + \frac{22,4}{32} \cdot S - \frac{22,4}{32} \cdot O_2$$

$$V_{O_2,t} = \frac{22,4}{12} \cdot 0,56443 + \frac{22,4}{4} \cdot 0,02372 + \frac{22,4}{32} \cdot 0,00461 - \frac{22,4}{32} \cdot 0,06030$$

$$V_{O_2,t} = 1,147 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

Teoretický objem suchého vzduchu

$$V_{vz,t}^s = \frac{1}{0,21} \cdot V_{O_2,t}$$

$$V_{vz,t}^s = \frac{1}{0,21} \cdot 1,147$$

$$V_{vz,t}^s = 5,462 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

Skutečný objem suchého vzduchu

$$V_{vz,s}^s = V_{vz,t}^s \cdot n$$

$$V_{vz,s}^s = 5,462 \cdot 1,4$$

$$V_{vz,s}^s = 7,647 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

Skutečný objem vlhkého vzduchu

$$V_{vz,s}^v = V_{vz,s}^s \cdot \nu$$

$$V_{vz,s}^v = 7,647 \cdot 1,01$$

$$V_{vz,s}^v = 7,723 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

Teoretický objem suchých spalín

$$V_{sp,t}^s = \frac{22,4}{12} \cdot C + \frac{22,4}{32} \cdot S + \frac{22,4}{28} \cdot N + 0,79 \cdot V_{vz,t}^s$$

$$V_{sp,t}^s = \frac{22,4}{12} \cdot 0,56443 + \frac{22,4}{32} \cdot 0,00461 + \frac{22,4}{28} \cdot 0,00593 + 0,79 \cdot 5,462$$

$$V_{sp,t}^s = 5,376 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

Objem spalín skutečných suchých

$$V_{sp,s}^s = V_{sp,t}^s + (n-1) \cdot V_{vz,t}^s$$

$$V_{sp,s}^s = 5,376 + (1,4-1) \cdot 5,462$$

$$V_{sp,s}^s = 7,561 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

Objem vodní páry ve spalínách

$$V_{H_2O} = \frac{22,4}{2} \cdot H + \frac{22,4}{18} \cdot w + n \cdot (\nu-1) \cdot V_{vz,t}^s$$

$$V_{H_2O} = \frac{22,4}{2} \cdot 0,02372 + \frac{22,4}{18} \cdot 0,123 + 1,4 \cdot (1,01-1) \cdot 5,462$$

$$V_{H_2O} = 0,495 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

Objem spalín skutečných vlhkých

$$V_{sp,s}^v = V_{sp,s}^s + V_{H_2O}$$

$$V_{sp,s}^v = 7,561 + 0,495$$

$$V_{sp,s}^v = 8,056 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

Objem oxidu uhličitého ve spalínách

$$V_{CO_2} = \frac{22,4}{12} \cdot C$$

$$V_{CO_2} = \frac{22,4}{12} \cdot 0,56443$$

$$V_{CO_2} = 1,054 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

Objem oxidu siřičitého ve spalínách

$$V_{SO_2} = \frac{22,4}{32} \cdot S$$

$$V_{SO_2} = \frac{22,4}{32} \cdot 0,00461$$

$$V_{SO_2} = 0,003 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

Objem dusíku ve spalínách

$$V_N = \frac{22,4}{28} \cdot N + n \cdot 0,79 \cdot V_{vz,t}^s$$

$$V_N = \frac{22,4}{28} \cdot 0,00593 + 1,4 \cdot 0,79 \cdot 5,462$$

$$V_N = 6,046 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

Objem kyslíku ve spalínách

$$V_{O_2} = 0,21 \cdot (n - 1) \cdot V_{vz,t}^s$$

$$V_{O_2} = 0,21 \cdot (1,4 - 1) \cdot 5,462$$

$$V_{O_2} = 0,459 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

5.3. Výpočet koncentrace jednotlivých složek spalin

5.3.1. Koncentrace suchých spalin

Koncentrace oxidu uhličitého

$$\varpi_{CO_2} = \frac{\frac{22,4}{12} \cdot C}{V_{sp,s}^s} \cdot 100$$
$$\varpi_{CO_2} = \frac{\frac{22,4}{12} \cdot 0,56443}{7,561} \cdot 100$$
$$\varpi_{CO_2} = 13,931 \%$$

Koncentrace oxidu siřičitého

$$\varpi_{SO_2} = \frac{\frac{22,4}{32} \cdot S}{V_{sp,s}^s} \cdot 100$$
$$\varpi_{SO_2} = \frac{\frac{22,4}{32} \cdot 0,00461}{7,561} \cdot 100$$
$$\varpi_{SO_2} = 0,043 \%$$

Koncentrace dusíku

$$\varpi_N = \frac{\frac{22,4}{28} \cdot N + n \cdot 0,79 \cdot V_{vz,t}^s}{V_{sp,s}^s} \cdot 100$$
$$\varpi_N = \frac{\frac{22,4}{28} \cdot 0,00593 + 1,4 \cdot 0,79 \cdot 5,462}{7,561} \cdot 100$$
$$\varpi_N = 79,959 \%$$

Koncentrace kyslíku

$$\varpi_{O_2} = \frac{0,21 \cdot (n-1) \cdot V_{vz,t}^s}{V_{sp,s}^s} \cdot 100$$
$$\varpi_{O_2} = \frac{0,21 \cdot (1,4-1) \cdot 5,462}{7,561} \cdot 100$$
$$\varpi_{O_2} = 6,068 \%$$

5.3.2. Koncentrace vlhkých spalin

Koncentrace oxidu uhličitého

$$\varpi_{CO_2} = \frac{\frac{22,4}{12} \cdot C}{V_{sp,s}^v} \cdot 100$$
$$\varpi_{CO_2} = \frac{\frac{22,4}{12} \cdot 0,56443}{8,056} \cdot 100$$
$$\varpi_{CO_2} = 13,078 \%$$

Koncentrace oxidu siřičitého

$$\varpi_{SO_2} = \frac{\frac{22,4}{32} \cdot S}{V_{sp,s}^v} \cdot 100$$
$$\varpi_{SO_2} = \frac{\frac{22,4}{32} \cdot 0,00461}{8,056} \cdot 100$$
$$\varpi_{SO_2} = 0,04 \%$$

Koncentrace dusíku

$$\varpi_N = \frac{\frac{22,4}{28} \cdot N + n \cdot 0,79 \cdot V_{vz,t}^s}{V_{sp,s}^v} \cdot 100$$
$$\varpi_N = \frac{\frac{22,4}{28} \cdot 0,00593 + 1,4 \cdot 0,79 \cdot 5,462}{8,056} \cdot 100$$
$$\varpi_N = 75,046 \%$$

Koncentrace kyslíku

$$\varpi_{O_2} = \frac{0,21 \cdot (n-1) \cdot V_{vz,t}^s}{V_{sp,s}^v} \cdot 100$$
$$\varpi_{O_2} = \frac{0,21 \cdot (1,4-1) \cdot 5,462}{8,056} \cdot 100$$
$$\varpi_{O_2} = 5,695 \%$$

Koncentrace vodní páry

$$\varpi_{H_2O} = \frac{\frac{22,4}{2} \cdot H + \frac{22,4}{18} \cdot w + n \cdot (\nu - 1) \cdot V_{vz,t}^s}{V_{sp,s}^v} \cdot 100$$

$$\varpi_{H_2O} = \frac{\frac{22,4}{2} \cdot 0,02372 + \frac{22,4}{18} \cdot 0,123 + 1,4 \cdot (1,01 - 1) \cdot 5,462}{8,056} \cdot 100$$

$$\varpi_{H_2O} = 6,147 \%$$

6. Výpočet ztrát a určení účinnosti

6.1. Ztráta mechanickým nedopalem

Ztráta nedopalem ve škváře

$$Z_{cs} = \frac{C_s}{1 - C_s} \cdot X_s \cdot \frac{A^r}{Q_{i,red}} \cdot Q_{ci}$$

$$Z_{cs} = \frac{0,02}{1 - 0,02} \cdot 0,2 \cdot \frac{21,8}{20,845} \cdot 32,6$$

$$Z_{cs} = 0,139 \%$$

Ztráta nedopalem v úletu

$$Z_{cú} = \frac{C_{ú}}{1 - C_{ú}} \cdot X_{ú} \cdot \frac{A^r}{Q_{i,red}} \cdot Q_{ci}$$

$$Z_{cú} = \frac{0,075}{1 - 0,075} \cdot 0,75 \cdot \frac{21,8}{20,845} \cdot 32,6$$

$$Z_{cú} = 2,073 \%$$

Celková ztráta nedopalem

$$Z_c = Z_{cs} + Z_{cú}$$

$$Z_c = 0,139 + 2,073$$

$$Z_c = 2,212 \%$$

6.2. Ztráta chemickým nedopalem

$$Z_{CO} = 0,5 \%$$

Hodnota ztráty chemický nedopalem je určena z přílohy č.7.

6.3. Ztráta sáláním a vedením tepla do okolí

$$Z_{sv} = 0,5 \%$$

Hodnota ztráty sáláním a vedením do okolí je určena z grafu na obr. 4.1.

6.4. Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků

Ztráta fyzickým teplem ve škváře

$$Z_{fs} = \frac{X_s}{1 - C_s} \cdot \frac{A^r}{Q_{i,red}} \cdot c_s \cdot t_s$$
$$Z_{fs} = \frac{0,2}{1 - 0,02} \cdot \frac{21,8}{20,845 \cdot 10^3} \cdot 0,9301 \cdot 600$$
$$Z_{fs} = 0,119 \%$$

Ztráta fyzickým teplem v úletu

$$Z_{fú} = \frac{X_{\dot{u}}}{1 - C_{\dot{u}}} \cdot \frac{A^r}{Q_{i,red}} \cdot c_{\dot{u}} \cdot t_{\dot{u}}$$
$$Z_{fú} = \frac{0,75}{1 - 0,075} \cdot \frac{21,8}{20,845 \cdot 10^3} \cdot 0,8221 \cdot 140$$
$$Z_{fú} = 0,098 \%$$

Celková ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků

$$Z_f = Z_{fs} + Z_{fú}$$
$$Z_f = 0,119 + 0,098$$
$$Z_f = 0,217 \%$$

6.5. Ztráta citelným teplem spalin

Entalpie spalin vzniklé po spálení jednoho kilogramu tuhého paliva

$$i_S^{t,n} = i_{S,min}^t + (n - 1) \cdot i_{vz,min}^t$$
$$i_S^{t,n} = 1463,65 + (1,4 - 1) \cdot 358,139$$
$$i_S^{t,n} = 1606,906 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Entalpie stochiometrických spalín

$$i_{S,\min}^t = V_{CO_2} \cdot i_{CO_2}^t + V_{SO_2} \cdot i_{SO_2}^t + V_{N_2} \cdot i_{N_2}^t + V_{H_2O} \cdot i_{H_2O}^t + a_u \cdot A^r \cdot i_{pop}^t$$

$$i_{S,\min}^t = 1,054 \cdot 245 + 0,003 \cdot 272,36 + 6,046 \cdot 181,66 + 0,495 \cdot 212,16 + 0,05 \cdot 0,218 \cdot 116,24$$

$$i_{S,\min}^t = 1463,65 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Entalpie minimálního množství vzduchu

$$i_{vz,\min}^t = V_{vz,\min}^s \cdot i_{vz}^{t,s} + V_{H_2O}^{vz} \cdot i_{H_2O}^t$$

$$i_{vz,\min}^t = 7,647 \cdot 46,31 + 0,076 \cdot 52,71$$

$$i_{vz,\min}^t = 358,139 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Ztráta citelným teplem spalín

$$Z_k = (100 - Z_c) \cdot \frac{i_{S,n_k}^{t_k} - n_k \cdot i_{vz}^t}{Q_{i,red}}$$

$$Z_k = (100 - 2,212) \cdot \frac{1606,906 - 1,4 \cdot 358,139}{20,845 \cdot 10^3}$$

$$Z_k = 5,186 \%$$

6.6. Účinnost kotle

$$\eta_k = 100 - Z_c - Z_{CO} - Z_{sv} - Z_f - Z_k$$

$$\eta_k = 100 - 2,212 - 0,5 - 0,5 - 0,217 - 5,186$$

$$\eta_k = 91,385 \%$$

7. Varianty možností efektivnějšího provozu elektrárny

Diplomová práce se bude zabývat možnostmi efektivnějšího provozu na elektrárně Skawina v Polsku. Jako reálné se jeví dvě možnosti, které by vedly k efektivnějšímu provozu.

7.1. Snížení teploty spalín za kotlem

První možností efektivnějšího provozu je využití snížení teploty spalín za kotlem ke zvýšení účinnosti kotle ohříváním spalovacího vzduchu. Je možnost ohřívát primární nebo sekundární spalovací vzduch. Reálnější varianta je ohřev primárního vzduchu. Tato varianta nebude po dohodě s vedoucím diplomové práce řešena.

7.2. Využití tepla ve spalínách k ohřevu vratné oběhové vody

Další možností zvýšení efektivity provozu je využití odpadního tepla spalin k ohřevu vratné oběhové vody z předávací stanice v Krakově. Toto řešení nesouvisí přímo s účinností kotle, ale zlepšuje využití tepla z paliva tím, že se odebere část tepla spalinám.

Pro ohřev vody je možné dvojí umístění výměníku:

- **Spalinový kanál mezi kotlem a odlučovačem v prostoru mlýnice**

Umístění výměníku do spalinového kanálu mezi kotlem a odlučovačem v prostoru mlýnice má nevýhodu v tom, že při prasknutí výměníku by musel být odstaven kotel z provozu. Umístění v prostoru mlýnice je také nevhodné z hlediska omezených prostor.

- **Obtokový kanál před odsířením spalin**

Umístění výměníku do obtokového kanálu před odsířením je výhodnější, protože při prasknutí výměníku nemusí být odstaven kotel.

V elektrárně Skawina je šest kotlů, jejichž spaliny jsou vedeny na elektrofiltry. Za elektrofiltry se svedou spaliny do jednoho spalinového kanálu a mohou být odvedeny původním komínem KM2. Přívod spalin do odsířování je proveden dvěma kanály. Výměník musí být řešen tak, aby poruchou neovlivnil chod elektrárny. V případě poruchy je možné zavřít klapami přívod spalin k výměníku a je možný chod elektrárny stávajícím způsobem bez ohřevu vratné vody z Krakova.

Nabízí se možnost využít teplo ze všech provozovaných kotlů nebo nastavit klapami takový průtok spalin, který odpovídá jednomu kotli. Jelikož neznám způsob provozování kotlů v letním a zimním provozu, nemůžu mluvit o využití odpadního tepla spalin. Po konzultaci s vedoucím diplomové práce jsem se rozhodl pro dimenzování použít tyto podmínky: rosný bod spalin je přibližně $110\text{ }^{\circ}\text{C}$, ale dodavatel odsířovacího zařízení povoluje minimální teplotu spalin $95\text{ }^{\circ}\text{C}$. Teplotu spalin je tedy možno vychladit z teploty $125\text{ }^{\circ}\text{C}$ až $130\text{ }^{\circ}\text{C}$ na teplotu rosného bodu.

Výměník budu dimenzovat na spaliny jednoho kotle K10, který je počítán v diplomové práci. Pokud bychom dimenzovali výměník na dva nebo více kotlů, bylo by dosaženo většího zvýšení efektivity provozu.

Popis zjednodušeného schématu teplárny

V současné době je v teplárně Skawina provozováno šest kotlů, z nichž čtyři jsou provozovány jako základní zdroj a dva jako špičkový zdroj. Dále jsou v teplárně dva kotle, které se neprovozují a jeden kotel je neschopný provozu. Tato teplárna nemá blokové uspořádání, to znamená, že každý kotel není vyveden na samostatnou turbínu. Pára z kotlů jde do společné sběrnice a z ní je admisní pára o teplotě 540°C a tlaku 10 MPa přiváděna do čtyřech turbogenerátorů o výkonu 110 MW_e a do jednoho turbogenerátoru o výkonu 50 MW_e . Z vysokotlaké části turbín jsou odběry technologické páry o teplotě 310°C a tlaku $1,5\text{ MPa}$. Z nízkotlaké části turbíny jsou odváděny odběry pro regenerativní ohříváky vody. Z těchto ohříváků je ohřátá voda odváděna do horkovodních systémů Krakov, Skawina, záložní zdroj NWA a vlastní spotřeba teplárny.

Popis dodatečného využití tepla spalin za elektrostatickým odlučovačem

Navrhovaný výměník je umístěn v obtokovém kanálu, který je před odsířením spalin. Na vstupu a výstupu obtokového kanálu musí být umístěné klapky pro regulaci množství spalin. Do původního spalínového kanálu do zkratu mezi vstupem a výstupem obtokového kanálu musíme rovněž umístit klapku pro regulaci množství spalin.

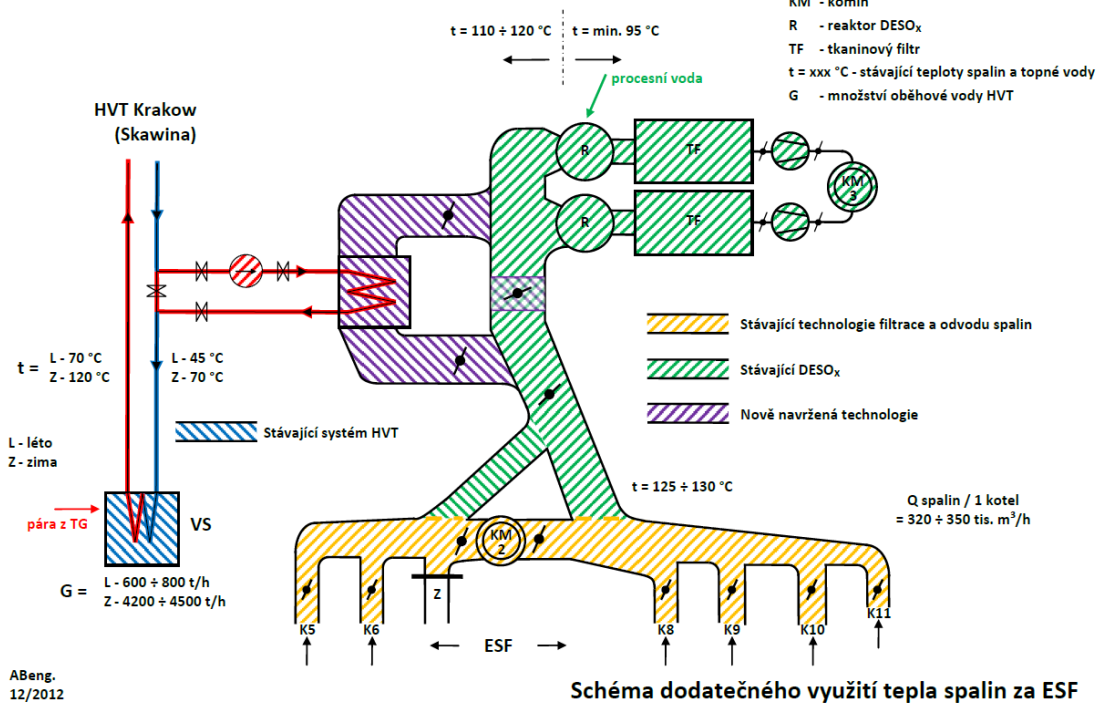
Navrhovaný výměník je typu spaliny - voda. Voda do tohoto výměníku je přiváděna pomocí oběhového čerpadla z vratné větve topné vody. Z výměníku, ve kterém využijeme teplo spalin pro ohřev vratné vody, je přivedena do současné předávací stanice. Z této předávací stanice je voda odváděna pro vytápění a ohřev teplé vody.

Výpočty tepelných příkonů budou počítány pro letní provoz.

Vstupní parametry:

| | |
|--|---|
| Množství spalin | $V_{sp(N)} = 59,268\text{ m}_N^3 \cdot \text{s}^{-1}$ |
| Teplota spalin na vstupu do výměníku | $t = 100 \div 125\text{ }^{\circ}\text{C}$ |
| Teplota spalin na výstupu z výměníku | $t = 95 \div 120\text{ }^{\circ}\text{C}$ |
| Průtok vody pro zimní provoz | $\dot{m} = 4200 \div 4500\text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$ |
| Teplota vody na vstupu pro zimní provoz | $t = 70^{\circ}\text{C}$ |
| Teplota vody na výstupu pro zimní provoz | $t = 120^{\circ}\text{C}$ |
| Průtok vody pro letní provoz | $\dot{m} = 600 \div 800\text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$ |
| Teplota vody na vstupu pro letní provoz | $t = 45^{\circ}\text{C}$ |
| Teplota vody na výstupu pro letní provoz | $t = 80^{\circ}\text{C}$ |

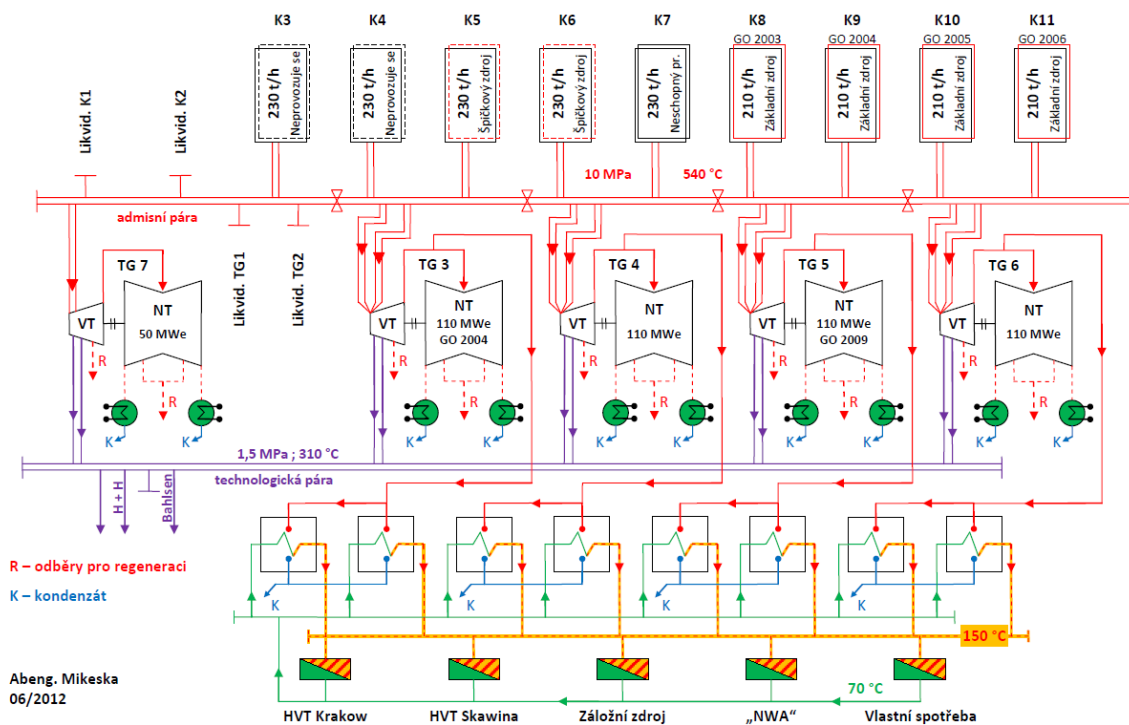
Skawina



Obr. 7.1 Schéma dodatečného využití tepla spalín za ESF [9]

Skawina

Zjednodušené schéma teplárny

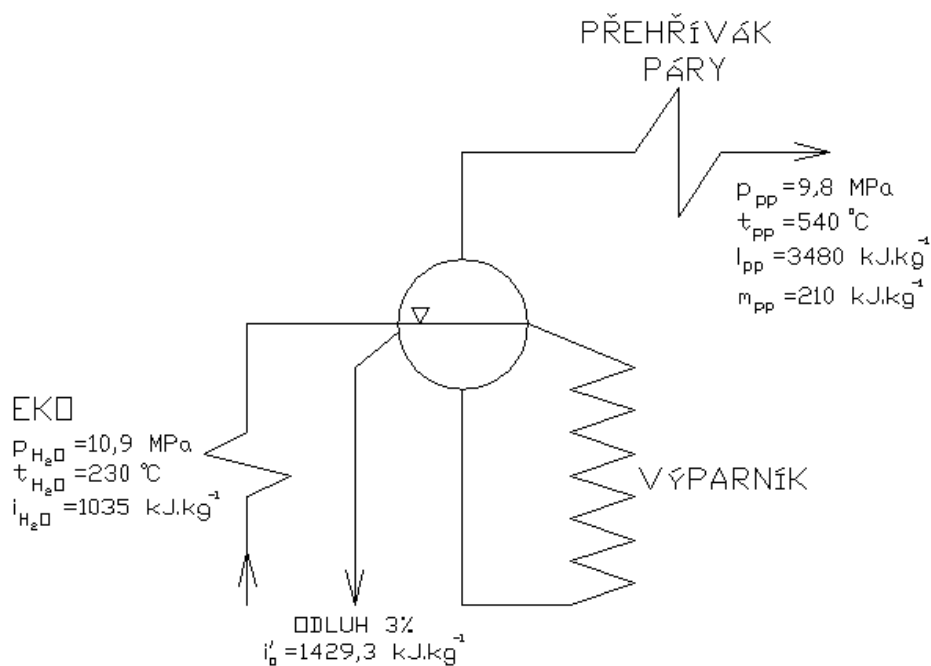


Obr. 7.2 Schéma teplárny [9]

8. Výpočet výměníku spaliny – voda

8.1. Výpočet výkonů výměníku při různých parametrech spaliny a vody

8.1.1. Přípravné výpočty



Obr. 8.1 Schéma kotle

Množství vody na vstupu do kotle

$$\dot{m}_{H_2O} = \dot{m}_{pp} + \dot{m}_O \quad (\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}) \quad (8.1)$$

$$\dot{m}_{H_2O} = 58,333 + 1,75$$

$$\dot{m}_{H_2O} = 60,083 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Výrobní teplo kotle

$$\dot{Q}_t = \dot{m}_{pp} \cdot i_{pp} - \dot{m}_{H_2O} \cdot i_{H_2O} + \dot{m}_O \cdot i_O \quad (\text{W}) \quad (8.2)$$

kde \dot{m}_{pp} – množství přehřáté páry na výstupu z kotle ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)

i_{pp} – entalpie přehřáté páry ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$)

\dot{m}_{H_2O} – množství vody na vstupu do kotle ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)

i_{H_2O} – entalpie vody na vstupu do kotle ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$)

\dot{m}_o – množství odluhu ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)

i_o – entalpie odluhu ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$)

$$Q_t = 58,333 \cdot 3480 - 60,083 \cdot 1035 + 1,75 \cdot 1429,3$$

$$Q_t = 143,314 \text{ MW}_t$$

Tab. 8.1 Střední měrné tepelné kapacity složek spalín

| Složky spalín | c_V | | | | |
|---------------|---|-------------------------|-----------------------|-------------------------|-----------------------|
| | $(\text{kJ} \cdot \text{m}^{-3} \cdot \text{K}^{-1})$ | | | | |
| | $t=110^\circ\text{C}$ | $t=107,5^\circ\text{C}$ | $t=105^\circ\text{C}$ | $t=102,5^\circ\text{C}$ | $t=100^\circ\text{C}$ |
| CO_2 | 1,734 | 1,732 | 1,730 | 1,727 | 1,725 |
| SO_2 | 1,871 | 1,869 | 1,867 | 1,865 | 1,863 |
| O_2 | 1,320 | 1,320 | 1,320 | 1,319 | 1,319 |
| vodní pára | 1,501 | 1,500 | 1,500 | 1,499 | 1,499 |
| N_2 | 1,303 | 1,303 | 1,302 | 1,302 | 1,302 |

Tab. 8.2 Střední měrné tepelné kapacity spalín

| Střední teplota | $c_{V,sp}$ |
|--------------------|---|
| $(^\circ\text{C})$ | $(\text{kJ} \cdot \text{m}^{-3} \cdot \text{K}^{-1})$ |
| 110 | 1,373 |
| 107,5 | 1,372 |
| 105 | 1,371 |
| 102,5 | 1,371 |
| 100 | 1,371 |

Množství paliva přivedeného do kotle

$$\dot{m}_{pal} = \frac{Q_t}{Q_i^r \cdot \eta_k} (\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}) \quad (8.3)$$

kde Q_t – výrobní teplo kotle (MW)

Q_i^r – výhřevnost paliva ($\text{MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$)

η_k – účinnost kotle (-)

$$\dot{m}_{pal} = \frac{143,314}{20,845 \cdot 0,91385}$$

$$\dot{m}_{pal} = 7,523 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Skutečné množství spáleného paliva

$$\dot{m}_{pal,sk} = \dot{m}_{pal} \cdot (1 - Z_C) \text{ (kg} \cdot \text{s}^{-1}) \quad (8.4)$$

kde \dot{m}_{pal} – množství paliva přivedeného do kotle ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)

Z_C – ztráta mechanickým nedopalem (–)

$$\dot{m}_{pal,sk} = 7,523 \cdot (1 - 0,02212)$$

$$\dot{m}_{pal,sk} = 7,357 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Objem spalín při normálních podmínkách

$$V_{sp(N)} = \dot{m}_{pal,sk} \cdot V_{sp,s}^v \text{ (m}_N^3 \cdot \text{s}^{-1}) \quad (8.5)$$

kde $\dot{m}_{pal,sk}$ – skutečné množství spáleného paliva ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)

$V_{sp,s}^v$ – objem spalín skutečných vlhkých ($\text{m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$)

$$V_{sp(N)} = 7,357 \cdot 8,056$$

$$V_{sp(N)} = 59,268 \text{ m}_N^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Tab. 8.3 Objemy spalín přepočtené na střední teploty

| Střední teplota | V_{sp} |
|-----------------|---|
| (°C) | ($\text{m}^{-3} \cdot \text{s}^{-1}$) |
| 110 | 83,136 |
| 107,5 | 82,593 |
| 105 | 82,050 |
| 102,5 | 81,508 |
| 100 | 80,965 |

Příklad výpočtu pro vyznačený řádek:

Objem spalín přepočtený na střední teplotu

$$V_{sp} = V_{sp(N)} \cdot \frac{273,15 + t}{273,15} \quad (\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}) \quad (8.6)$$

kde $V_{sp(N)}$ – objem spalín při normálních podmínkách ($\text{m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$) t – střední teplota spalín ($^{\circ}\text{C}$)

$$V_{sp} = 59,268 \cdot \frac{273,15 + 110}{273,15}$$

$$V_{sp} = 83,136 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

8.1.2. Výpočet tepelného výkonu výměníku na straně spalín**Tab. 8.4** Tepelné výkony výměníku na straně spalín

| | Teplotní spád | Q_t |
|---|------------------------|----------|
| Ochlazení spalín | ($^{\circ}\text{C}$) | (kW) |
| ze 120 $^{\circ}\text{C}$ na 100 $^{\circ}\text{C}$ | 20 | 2282,575 |
| ze 115 $^{\circ}\text{C}$ na 100 $^{\circ}\text{C}$ | 15 | 1699,764 |
| ze 110 $^{\circ}\text{C}$ na 100 $^{\circ}\text{C}$ | 10 | 1125,297 |
| | | |
| ze 120 $^{\circ}\text{C}$ na 95 $^{\circ}\text{C}$ | 25 | 2833,934 |
| ze 115 $^{\circ}\text{C}$ na 95 $^{\circ}\text{C}$ | 20 | 2250,595 |
| ze 110 $^{\circ}\text{C}$ na 95 $^{\circ}\text{C}$ | 15 | 1676,162 |
| ze 105 $^{\circ}\text{C}$ na 95 $^{\circ}\text{C}$ | 10 | 1109,792 |

Příklad výpočtu pro vyznačený řádek:

Výkon výměníku na straně spalín

$$Q_t = V_{sp} \cdot c_{V,sp} \cdot \Delta t = V_{sp} \cdot c_{V,sp} \cdot (t_{sp,1} - t_{sp,2}) \quad (\text{kW}) \quad (8.7)$$

kde V_{sp} – objem spalín přepočtený na střední teplotu ($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$) $c_{V,sp}$ – střední měrná tepelná kapacita ($\text{kJ} \cdot \text{m}^{-3} \cdot \text{K}^{-1}$) $t_{sp,1}$ – teplota spalín na vstupu ($^{\circ}\text{C}$) $t_{sp,2}$ – teplota spalín na výstupu ($^{\circ}\text{C}$)

$$Q_t = 82,593 \cdot 1,372 \cdot (115 - 100)$$

$$Q_t = 1699,764 \text{ kW} \doteq 1700 \text{ kW}$$

8.1.3. Výpočet množství ohřáté vody při jednotlivých tepelných výkonech

Tab. 8.5 Střední měrné tepelné kapacity vody

| Střední teplota | c_{p,H_2O} |
|-----------------|---|
| (°C) | (kJ kg ⁻¹ ·K ⁻¹) |
| 62,5 | 4,181 |
| 57,5 | 4,178 |
| 52,5 | 4,177 |

Tab. 8.6 Průtoky vody při jednotlivých výkonech a různých tepelných spádech na straně vody

| Q_t | m_{H_2O} | | |
|-------|------------------------------|------------------------------|------------------------------|
| | (kg s ⁻¹) | | |
| (kW) | ohřev vody ze 45 °C na 80 °C | ohřev vody ze 45 °C na 70 °C | ohřev vody ze 45 °C na 60 °C |
| 2283 | 15,598 | 21,853 | 36,431 |
| 1700 | 11,620 | 16,279 | 27,138 |
| 1125 | 7,690 | 10,774 | 17,960 |
| | | | |
| 2834 | 19,366 | 27,132 | 45,231 |
| 2251 | 15,380 | 21,547 | 35,920 |
| 1676 | 11,454 | 16,048 | 26,752 |
| 1110 | 7,584 | 10,625 | 17,713 |

Příklad výpočtu pro vyznačený řádek:

Množství vody při tepelném výkonu 1700 kW a ohřevu vody ze 45 °C na 80 °C

$$\dot{m}_{H_2O} = \frac{Q_t}{c_{p,H_2O} \cdot \Delta t} = \frac{Q_t}{c_{p,H_2O} \cdot (t_{H_2O,2} - t_{H_2O,1})} \text{ (kg} \cdot \text{s}^{-1}) \quad (8.8)$$

kde Q_t – výkon výměníku (kW)

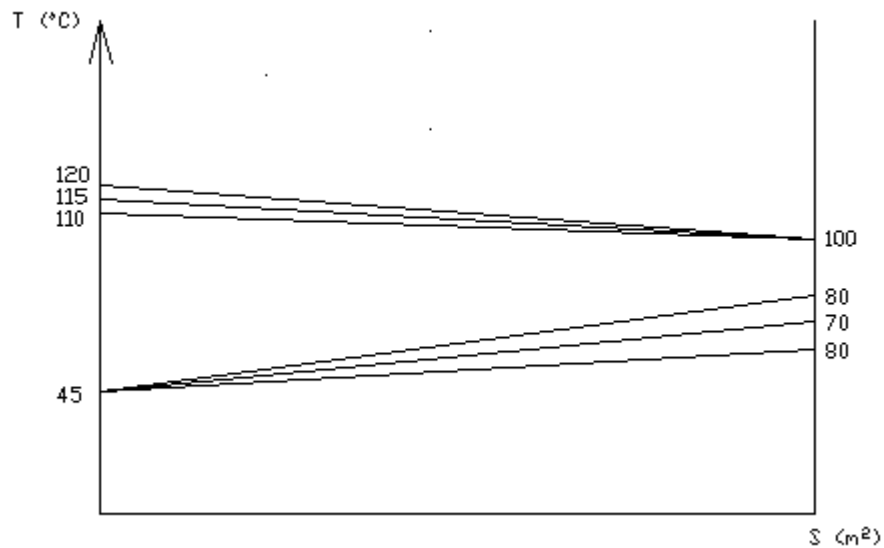
c_{p,H_2O} – střední měrná tepelná kapacita (kJ · kg⁻¹ · K⁻¹)

$t_{H_2O,1}$ – teplota vody na vstupu (°C)

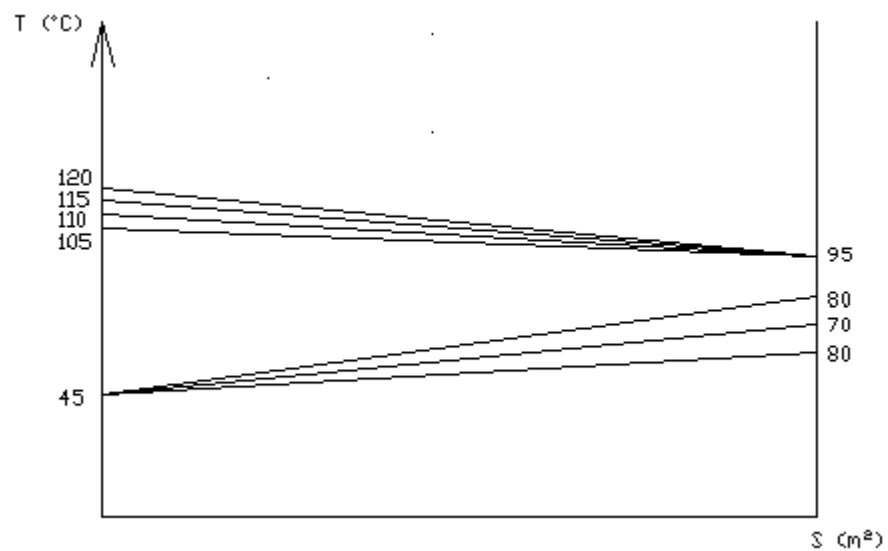
$t_{H_2O,2}$ – teplota vody na výstupu (°C)

$$\dot{m}_{H_2O} = \frac{1700}{4,181 \cdot (80 - 45)}$$

$$\dot{m}_{H_2O} = 11,62 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$



Obr. 8.2 Teplotní poměry souproudého výměníku – pro všechny uvažované teploty (varianta č. 1)



Obr. 8.3 Teplotní poměry souproudého výměníku – pro všechny uvažované teploty (varianta č. 2)

8.2. Návrh výměníku spaliny – voda – konstrukce z hladkých trubek

Pro návrh teplosměnné plochy výměníku spaliny – voda budu vycházet z níže uvedených parametrů. Zvolil jsem souproudý výměník, protože výrobce DESOx zařízení uvádí minimální teplotu spalin do odsiřování $t = 95\text{ }^{\circ}\text{C}$ a u protiproudého výměníku by mohla teplota spalin při malém průtoku vody klesnout pod $95\text{ }^{\circ}\text{C}$. V diplomové práci je ovšem uveden i výpočet plochy pro protiproudý výměník pro srovnání. Při výpočtu výměníku nebudou uvažovány tepelné ztráty výměníku.

Vstupní parametry pro návrh výměníku:

| | |
|---|--|
| Teplota spalin na vstupu do výměníku | $t_{sp,1} = 115\text{ }^{\circ}\text{C}$ |
| Teplota spalin na výstupu z výměníku | $t_{sp,2} = 100\text{ }^{\circ}\text{C}$ |
| Teplota vody na vstupu do výměníku | $t_{H_2O,1} = 45\text{ }^{\circ}\text{C}$ |
| Teplota vody na výstupu z výměníku | $t_{H_2O,2} = 80\text{ }^{\circ}\text{C}$ |
| Průtok vody | $\dot{m} = 11,62\text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ |
| Výkon výměníku | $Q_t = 1700\text{ kW}$ |
| Množství spalin při střední teplotě $107,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ | $V_{sp} = 82,593\text{ m}^3\cdot\text{s}^{-1}$ |

8.2.1. Návrh výměníku na straně vody

Před volbou trubky pro výměník si zvolím tři trubky, vypočítám počty paralelních trubek pro různé rychlosti proudění vody a následně pro stavbu výměníku vyberu trubku, ze které bude výměník zhotoven. Volím z přednostních rozměrů trubek podle normy ČSN EN 10216-2. Průměry jsou vybírány z řady 2.

Trubky dle ČSN EN 10216-2

- 1. varianta $\phi 25 \times 2,6\text{ mm}$
- 2. varianta $\phi 32 \times 3,2\text{ mm}$
- 3. varianta $\phi 38 \times 3,2\text{ mm}$

Rychlosti proudění vody v trubce

1. varianta $w_1 = 0,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

2. varianta $w_2 = 0,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

3. varianta $w_3 = 0,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

Tab. 8.7 Průřezy 1 trubky

| | d | S_{lr} |
|------------|--------|-------------------|
| trubka | (m) | (m ²) |
| φ 25 x 2,6 | 0,0198 | 0,000310 |
| φ 32 x 3,2 | 0,0256 | 0,000515 |
| φ 38 x 3,2 | 0,0316 | 0,000784 |

Celkový průtočný průřez pro tři průtočné rychlosti

$$S_v = \frac{\dot{m}_{H_2O} \cdot v_{H_2O}}{w} \text{ (m}^2\text{)} \quad (8.9)$$

kde \dot{m}_{H_2O} – průtok vody ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)

v_{H_2O} – měrný objem vody ($\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$)

w – rychlost proudění vody ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)

$$S_{v1} = \frac{11,62 \cdot 1,0167 \cdot 10^{-3}}{0,1}$$

$$S_{v1} = 0,118 \text{ m}^2$$

$$S_{v2} = \frac{11,62 \cdot 1,0167 \cdot 10^{-3}}{0,2}$$

$$S_{v2} = 0,059 \text{ m}^2$$

$$S_{v3} = \frac{11,62 \cdot 1,0167 \cdot 10^{-3}}{0,3}$$

$$S_{v3} = 0,039 \text{ m}^2$$

Příklad výpočtu pro 2. variantu (trubka $\phi 32 \times 3,2$ mm) :

Vnitřní průměr

$$d = D - 2 \cdot t \text{ (mm)} \quad (8.10)$$

kde D – vnější průměr trubky (mm)

t – tloušťka stěny (mm)

$$d = 32 - 2 \cdot 3,2$$

$$d = 25,6 \text{ mm} = 0,0256 \text{ m}$$

Průřez 1 trubky

$$S_{1tr} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \text{ (m}^2\text{)} \quad (8.11)$$

kde d – vnitřní průměr trubky (m)

$$S_{1tr} = \frac{\pi \cdot 0,0256^2}{4}$$

$$S_{1tr} = 0,000515 \text{ m}^2$$

Počet paralelní trubek pro jednotlivé průtočné průřezy

$$n = \frac{S_v}{S_{1tr}} \text{ (-)} \quad (8.12)$$

kde S_v – průtočný průřez (m²)

S_{1tr} – průřez 1 trubky (m²)

$$n_1 = \frac{0,118}{0,000515} = 229,126 \text{ tr} \Rightarrow 230 \text{ tr}$$

$$n_2 = \frac{0,059}{0,000515} = 114,563 \text{ tr} \Rightarrow 115 \text{ tr}$$

$$n_3 = \frac{0,039}{0,000515} = 75,728 \text{ tr} \Rightarrow 76 \text{ tr}$$

Tab. 8.8 Počty paralelních trubek pro různé varianty trubek

| w | S_v | počet paralelních trubek - n | | |
|----------------------------------|------------------|------------------------------|----------------------|----------------------|
| ($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$) | (m^2) | $\phi 25 \times 2,6$ | $\phi 32 \times 3,2$ | $\phi 38 \times 3,2$ |
| 0,1 | 0,118 | 381 | 230 | 151 |
| 0,2 | 0,059 | 191 | 115 | 76 |
| 0,3 | 0,039 | 126 | 76 | 50 |

Konstrukční návrh na straně vody

Pro další návrh výměníku jsem po dohodě s vedoucím diplomové práce zvolil trubku $\phi 32 \times 3,2$ mm. Počet paralelních trubek je 80, jednořad a rozteč je 50 mm. Výměník je řešen jako přesazený.

Průtočný průřez

$$S_v = S_{ltr} \cdot n \quad (\text{m}^2) \quad (8.13)$$

kde S_{ltr} – průřez 1 trubky (m^2)

n – počet paralelních trubek (-)

$$S_v = 0,000515 \cdot 80$$

$$S_v = 0,0412 \text{ m}^2$$

Rychlost proudění vody

$$w = \frac{\dot{m}_{H_2O} \cdot v_{H_2O}}{S_v} \quad (\text{m} \cdot \text{s}^{-1}) \quad (8.14)$$

kde \dot{m}_{H_2O} – průtok vody ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)

v_{H_2O} – měrný objem vody ($\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$)

S_v – průtočný průřez (m^2)

$$w = \frac{11,62 \cdot 1,0167 \cdot 10^{-3}}{0,0412}$$

$$w = 0,287 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

8.2.2. Návrh výměníku na straně spalin

Konstrukční návrh na straně spalin

Průtočný průřez výměníku

$$S_k = h \cdot l \text{ (m}^2\text{)} \quad (8.15)$$

kde h – hloubka výměníku (m)

$$S_k = 4,035 \cdot 1$$

$$S_k = 4,035 \text{ m}^2$$

Neúčinný průtočný průřez výměníku

$$S_o = D \cdot l \cdot n \text{ (m}^2\text{)} \quad (8.16)$$

kde D – vnější průměr trubky (m)

n – počet paralelních trubek (-)

$$S_o = 0,032 \cdot 1 \cdot 80$$

$$S_o = 2,56 \text{ m}^2$$

Průtočný průřez na straně spalin na 1 m délky

$$S_p^1 = S_k - S_o \text{ (m}^2\text{)} \quad (8.17)$$

kde S_k – průtočný průřez výměníku (m²)

S_o – neúčinný průtočný průřez výměníku (m²)

$$S_p^1 = 4,035 - 2,56$$

$$S_p^1 = 1,475 \text{ m}^2$$

Pro volbu rychlosti spalin výměníkem je možno volit vysoké rychlosti, protože spaliny jsou za elektrostatickým odlučovačem. Jsou odprášené a nehrozí velká abraze trubek výměníku.

Rychlosti proudění spalin

1. varianta $w_1 = 12 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

2. varianta $w_2 = 14 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

3. varianta $w_3 = 16 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

Průtočný průřez pro zvolené rychlosti spalin

$$S_p = \frac{V_{sp}}{w} (\text{m}^2) \quad (8.18)$$

kde V_{sp} – objem spalin přepočtený na střední teplotu ($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$)

w – rychlost proudění vody ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)

$$S_{p1} = \frac{82,593}{12}$$

$$S_{p1} = 6,883 \text{ m}^2$$

$$S_{p2} = \frac{82,593}{14}$$

$$S_{p2} = 5,9 \text{ m}^2$$

$$S_{p3} = \frac{82,593}{16}$$

$$S_{p3} = 5,162 \text{ m}^2$$

Šířka kanálu pro zvolené rychlosti spalin

$$l = \frac{S_p}{S_p^1} (\text{m}) \quad (8.19)$$

kde S_p – Průtočný průřez (m^2)

S_p^1 – Průtočný průřez na straně spalin na 1 m délky (m^2)

$$l_1 = \frac{6,883}{1,475}$$

$$l_1 = 4,666 \text{ m}$$

$$l_2 = \frac{5,9}{1,475}$$

$$l_2 = 4 \text{ m}$$

$$l_3 = \frac{5,162}{1,475}$$

$$l_3 = 3,5 \text{ m}$$

Pro návrh volím rychlost proudění spalin $w = 16 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, tuto rychlost mohu volit proto, že spaliny jsou čisté, odprášené. Při zvolené rychlosti vychází šířka kanálu 3,5 m.

8.2.3. Výpočet teplotního spádu

Tepelný výkon výměníku je závislý na rozdílu teplot ochlazovaného a ohřívajícího média. Pracujeme se středním teplotním spádem Δt ($^{\circ}\text{C}$), který je závislý na zapojení výměníku.

Teplotní spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}} \cdot \psi \text{ (}^{\circ}\text{C)} \quad (8.20)$$

kde Δt_v – větší teplotní spád ($^{\circ}\text{C}$)

Δt_m – menší teplotní spád ($^{\circ}\text{C}$)

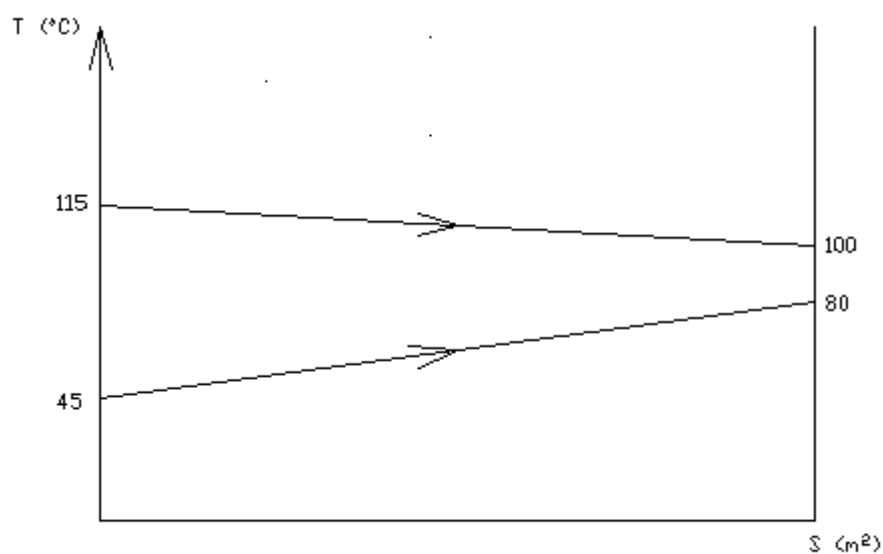
ψ – součinitel přechodu od protiproudého zapojení ke kombinovanému (-)

Pro výpočet budu uvažovat křížový výměník, který je mnohokrát překřížený. U křížového výměníku se oba proudy kříží přibližně v kolmém směru. Velikost teplotního spádu závisí na počtu překřížení a na způsobu zapojení (protiproud nebo souproud).

Teplotní spád je možno korigovat součinitelem ψ , jehož hodnotu určíme z nomogramu (Příloha č. 8). Při čtyř a více násobném překřížení proudů má součinitel ψ hodnotu, která se blíží k jedné.

Pro ukázkou jsou vypočítány teplotní spády pro souproudý a protiproudý výměník. U protiproudého výměníku je vyšší teplotní spád, ale z dříve uvedených důvodů je volen i přesto souproudý výměník.

Teplotní spád pro souproudý výměník

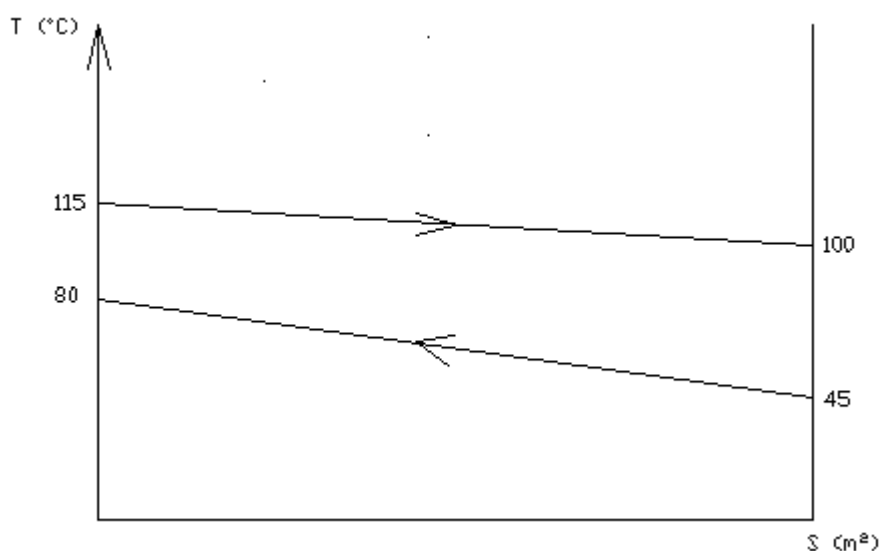


Obr. 8.4 Teplotní poměry souproudého výměníku

$$\Delta t_s = \frac{70 - 20}{\ln \frac{70}{20}} \cdot 1$$

$$\Delta t_s = 31,912 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Teplotní spád pro protiproudý výměník



Obr. 8.5 Teplotní poměry protiproudého výměníku

$$\Delta t_p = \frac{55 - 35}{\ln \frac{55}{35}} \cdot 1$$

$$\Delta t_p = 44,249 \text{ °C}$$

8.2.4. Výpočet součinitele přestupu tepla k

V diplomové práci nebude u výpočtu součinitele přestupu tepla uvažována sálavá složka součinitele přestupu tepla, jelikož teploty spalin vstupující do výměníku jsou nízké. Svazek trubek je uspořádán přesazeně (vystřídaně). Součinitel přestupu tepla konvekcí se určí z rovnice

$$\alpha_k = C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left(\frac{w \cdot D}{\nu} \right)^{0,6} \cdot \text{Pr}^{0,33} \left(\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \right) \quad (8.21)$$

kde C_z – korekční součinitel na počet řad svazku v podélném směru (–)

C_s – korekční součinitel na uspořádání svazku (–)

λ – součinitel tepelné vodivosti ($\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)

D – vnější průměr trubek (m)

w – rychlost proudění ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)

ν – kinematická viskozita ($\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$)

Pr – Prandtlovo kritérium (–)

Součinitel přestupu tepla konvekcí je možno také určit pomocí nomogramu (příloha č. 9). Pro výpočet platí vztah

$$\alpha_k = C_z \cdot C_s \cdot C_f \cdot \alpha_N \left(\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \right) \quad (8.22)$$

kde C_z – korekční součinitel na počet řad svazku v podélném směru (–)

C_s – korekční součinitel na uspořádání svazku (–)

C_f – korekční součinitel na podíl vodní páry (–)

α_N – monogramový součinitel přestupu tepla ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$)

$$\alpha_k = 1 \cdot 0,92 \cdot 1 \cdot 122$$

$$\alpha_k = 112,24 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Určení korekčních součinitelů z nomogramu:

Korekční součinitel C_z

$$C_z = 1$$

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} \text{ (–)} \quad (8.23)$$

$$\sigma_1 = \frac{50}{32}$$

$$\sigma_1 = 1,563$$

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} \text{ (–)} \quad (8.24)$$

$$\sigma_2 = \frac{76}{32}$$

$$\sigma_2 = 2,375$$

Součinitel C_s

$$C_s = 0,92$$

Podíl vodní páry ve spalínách

$$r_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_{sp,s}^v} (-) \quad (8.25)$$

$$r_{H_2O} = \frac{0,495}{8,059}$$

$$r_{H_2O} = 0,061$$

Korekční součinitel C_f

$$C_f = 1$$

Součinitel přestupu tepla ze spalín

$$\alpha_s = \omega \cdot \alpha_k \left(W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \right) \quad (8.26)$$

kde ω – součinitel omývání plochy $(-)$

α_k – součinitel přestupu tepla konvekci $(W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1})$

$$\alpha_s = 1 \cdot 112,24$$

$$\alpha_s = 112,24 \text{ W} \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \psi \cdot \alpha_s \left(W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \right) \quad (8.27)$$

kde ψ – součinitel tepelné efektivnosti $(-)$

α_s – součinitel přestupu tepla $(W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1})$

$$k = 0,9 \cdot 112,24$$

$$k = 101,016 \text{ W} \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

8.2.5. Stanovení teplosměnné plochy, délky jednoho hadu a určení rozměrů souproudého výměníku

Velikost teplosměnné plochy

$$S = \frac{Q_t}{k \cdot \Delta t} \text{ (m}^2\text{)} \quad (8.28)$$

kde Q_t – tepelný výkon výměníku (W)

k – součinitel prostupu tepla ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$)

Δt – teplotní spád ($^{\circ}\text{C}$)

$$S = \frac{1700 \cdot 10^3}{101,016 \cdot 31,912}$$

$$S = 527,357 \text{ m}^2$$

Délka jednoho hadu

$$l = \frac{S}{\pi \cdot D \cdot n} \text{ (m)} \quad (8.29)$$

kde S – velikost teplosměnné plochy (m^2)

D – vnější průměr trubky (m)

n – počet paralelních trubek (-)

$$l = \frac{527,357}{\pi \cdot 32 \cdot 10^{-3} \cdot 80}$$

$$l = 65,571 \text{ m}$$

Počet řad

$$n_{rad} = \frac{l}{l_3} \text{ (-)} \quad (8.30)$$

kde l – délka jednoho hadu (m)

l_3 – délka spalínového kanálu (m)

$$n_{rad} = \frac{65,571}{3,5}$$

$$n_{rad} = 18,735 \text{ řad} \Rightarrow 19 \text{ řad}$$

Výška výměníku

$$v_v = n_{rad} \cdot s_2 \text{ (m)} \quad (8.31)$$

kde n_{rad} – počet řad (-)

s_2 –podélná rozteč (m)

$$v_v = 19 \cdot 76 \cdot 10^{-3}$$

$$v_v = 1,444 \text{ m}$$

Celková výška výměníku

Celková výška výměníku je zvětšená o prostor, který je volný nad a pod teplosměnnou plochou tvořenou trubkami. Mezeru nad a pod teplosměnnou plochou volím 200 mm.

$$v = v_v + 2 \cdot mezero \text{ (m)}$$

$$v = 1,444 + 2 \cdot 0,2$$

$$v = 1,844 \text{ m}$$

Rozměry souproutého výměníku

Šířka x hloubka x výška (mm): 3500 x 4035 x 1844

8.2.6. Stanovení teplosměnné plochy, délky jednoho hadu a určení rozměrů protiproudého výměníku

Velikost teplosměnné plochy

$$S = \frac{Q_t}{k \cdot \Delta t} \text{ (m}^2\text{)}$$

$$S = \frac{1700 \cdot 10^3}{101,016 \cdot 44,249}$$

$$S = 380,325 \text{ m}^2$$

Délka jednoho hadu

$$l = \frac{S}{\pi \cdot D \cdot n} \text{ (m)}$$

$$l = \frac{380,325}{\pi \cdot 32 \cdot 10^{-3} \cdot 80}$$

$$l = 47,29 \text{ m}$$

Počet řad

$$n_{rad} = \frac{l}{l_3} \text{ (-)}$$

$$n_{rad} = \frac{47,29}{3,5}$$

$$n_{rad} = 13,511 \text{ řad} \Rightarrow 14 \text{ řad}$$

Výška výměníku

$$v_v = n_{rad} \cdot s_2 \text{ (m)}$$

$$v_v = 14 \cdot 76 \cdot 10^{-3}$$

$$v_v = 1,064 \text{ m}$$

Celková výška výměníku

Celková výška výměníku je zvětšená o prostor, který je volný nad a pod teplosměnnou plochou tvořenou trubkami. Mezeru nad a pod teplosměnnou plochou volím 200 mm.

$$v = v_v + 2 \cdot mezero \text{ (m)}$$

$$v = 1,064 + 2 \cdot 0,2$$

$$v = 1,464 \text{ m}$$

Rozměry protiproudého výměníku

Šířka x hloubka x výška (mm): 3500 x 4035 x 1464

8.3. Návrh výměníku spaliny – voda – konstrukce z žebrovaných trubek

Pod dohodu s vedoucím diplomové práce jsem zvolil počet paralelních trubek stejný jako u výměníku, který je proveden z hladkých trubek. Počet paralelních trubek je tedy 80. Žebrované trubky volím od výrobce *TPS - Technitube Röhrenwerke GMBH* [10]. Volím typ trubek *TECHNOFIN* typu „Double S“.

Vnější rozměr trubky je volen podobný jako u předchozího návrhu s hladnou trubkou. Rozměry žebrované trubky jsou patrné z přílohy č.14.

8.3.1. Návrh výměníku na straně vody

Výpočet průměru a průřezu pro zvolenou trubku

Vnitřní průměr

$$d = D - 2 \cdot t \text{ (mm)}$$

$$d = 31,8 - 2 \cdot 3,2$$

$$d = 25,4 \text{ mm} = 0,0254 \text{ m}$$

Průřez 1 trubky

$$S_{1tr} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \text{ (m}^2\text{)}$$

$$S_{1tr} = \frac{\pi \cdot 0,0254^2}{4}$$

$$S_{1tr} = 0,000507 \text{ m}^2$$

Konstrukční návrh na straně vody

Počet paralelních trubek je 80 a mezera mezi žebry je zvolena 2 mm. Trubky ve výměníku jsou uspořádány za sebou.

Průtočný průřez

$$S_v = S_{1tr} \cdot n \text{ (m}^2\text{)}$$

$$S_v = 0,000507 \cdot 80$$

$$S_v = 0,0406 \text{ m}^2$$

Rychlost proudění vody

$$w = \frac{\dot{m}_{H_2O} \cdot v_{H_2O}}{S_v} \text{ (m} \cdot \text{s}^{-1} \text{)}$$

$$w = \frac{11,62 \cdot 1,0167 \cdot 10^{-3}}{0,0406}$$

$$w = 0,291 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

8.3.2. Návrh výměníku na straně spalin

Konstrukční návrh na straně spalin

Průtočný průřez výměníku

$$S_k = h \cdot l \text{ (m}^2 \text{)}$$

$$S_k = 4,988 \cdot 1$$

$$S_k = 4,988 \text{ m}^2$$

Neúčinný průtočný průřez

$$S_o = D \cdot l \cdot n + t_z \cdot 2h_0 \cdot l \cdot n_{z/m} \text{ (m}^2 \text{)} \quad (8.32)$$

kde D – vnější průměr trubky (m)

n – počet paralelních trubek (-)

t_z – tloušťka žebra (m)

h_0 – velikost žebra přesahující vnější průměr trubky (m)

$n_{z/m}$ – počet žeber na jeden metr (-)

$$S_o = 0,0318 \cdot 1 \cdot 80 + 2 \cdot 10^{-3} \cdot 2 \cdot 0,0141 \cdot 1 \cdot 58 =$$

$$S_o = 2,546 \text{ m}^2$$

Průtočný průřez na straně spalin na 1 m délky

$$S_p^1 = S_k - S_o \text{ (m}^2 \text{)}$$

$$S_p^1 = 4,988 - 2,546$$

$$S_p^1 = 2,442 \text{ m}^2$$

Pro volbu rychlosti spalin výměníkem je možno volit vysoké rychlosti, protože spaliny jsou za elektrostatickým odlučovačem. Jsou odprášené a nehrozí velká opáření trubek výměníku.

Rychlosti proudění spalin

$$1. \text{ varianta} \quad w_1 = 12 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$2. \text{ varianta} \quad w_2 = 14 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$3. \text{ varianta} \quad w_3 = 16 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Průtočný průřez pro zvolené rychlosti spalin

$$S_p = \frac{V_{sp}}{w} \text{ (m}^2\text{)}$$

$$S_{p1} = \frac{82,593}{12}$$

$$S_{p1} = 6,883 \text{ m}^2$$

$$S_{p2} = \frac{82,593}{14}$$

$$S_{p2} = 5,9 \text{ m}^2$$

$$S_{p3} = \frac{82,593}{16}$$

$$S_{p3} = 5,162 \text{ m}^2$$

Šířka kanálu pro zvolené rychlosti spalin

$$l = \frac{S_p}{S_p^1} \text{ (m)}$$

$$l_1 = \frac{6,883}{2,442}$$

$$l_1 = 2,819 \text{ m}$$

$$l_2 = \frac{5,9}{2,442}$$

$$l_2 = 2,416 \text{ m}$$

$$l_3 = \frac{5,162}{2,442}$$

$$l_3 = 2,114 \text{ m}$$

Pro návrh volím rychlost proudění spalin $w = 12 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, tuto rychlost volím nižší než u výměníku s hladkými trubkami. Při zvolené rychlosti vychází šířka kanálu 2,819 m.

8.3.3. Výpočet součinitele přestupu tepla k

Součinitel přestupu tepla konvekcí je možno také určit pomocí nomogramu (příloha č. 10). Pro výpočet platí vztah

$$\alpha_k = 0,92 \cdot C_z \cdot C_s \cdot C_f \cdot \alpha_N \left(\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \right) \quad (8.33)$$

kde C_z – korekční součinitel na počet řad svazku v podélném směru (–)

C_s – korekční součinitel na uspořádání svazku (–)

C_f – korekční součinitel na podíl vodní páry (–)

α_N – monogramový součinitel $(\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1})$

$$\alpha_k = 0,92 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,12 \cdot 108$$

$$\alpha_k = 111,283 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Určení korekčních součinitelů z nomogramu:

Korekční součinitel C_z

$$C_z = 1$$

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} (-)$$

$$\sigma_1 = \frac{62}{25,4}$$

$$\sigma_1 = 2,441$$

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} (-)$$

$$\sigma_2 = \frac{60}{25,4}$$

$$\sigma_2 = 2,362$$

Podíl h_z / s_z

$$\frac{h_z}{s_z} = \frac{30}{15} = 2$$

Podíl d / s_z

$$\frac{d}{s_z} = \frac{25,4}{15} = 1,693$$

Součinitel C_s

$$C_s = 1$$

Podíl vodní páry ve spalínách

$$r_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_{sp,s}^v} (-)$$

$$r_{H_2O} = \frac{0,495}{8,059}$$

$$r_{H_2O} = 0,061$$

Korekční součinitel C_f

$$C_f = 1$$

Součinitel přestupu tepla ze spalin

$$\alpha_s = \omega \cdot \alpha_k \left(\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \right)$$

$$\alpha_s = 1 \cdot 111,283$$

$$\alpha_s = 111,283 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \psi \cdot \alpha_s \left(\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \right)$$

$$k = 0,9 \cdot 111,283$$

$$k = 100,155 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

8.3.4. Stanovení teplosměnné plochy, délky jednoho hadu a určení rozměrů souproudého výměníku z žebrovaných trubek

Velikost teplosměnné plochy

$$S = \frac{Q_t}{k \cdot \Delta t} \left(\text{m}^2 \right)$$

kde Q_t – tepelný výkon výměníku (W)

k – součinitel prostupu tepla ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$)

Δt – teplotní spád ($^{\circ}\text{C}$)

$$S = \frac{1700 \cdot 10^3}{100,155 \cdot 31,912}$$

$$S = 531,891 \text{ m}^2$$

Délka jednoho hadu

$$l = \frac{S}{S_{tr}^1 \cdot n} \left(\text{m} \right)$$

kde S – velikost teplosměnné plochy (m^2)

S_{tr}^1 – plocha žebrované trubky na jeden metr ($\text{m}^2 \cdot \text{m}^{-1}$)

n – počet paralelních trubek (-)

$$l = \frac{531,891}{0,251 \cdot 80}$$

$$l = 26,489 \text{ m}$$

Počet řad

$$n_{\text{řad}} = \frac{l}{l_1} (-)$$

kde l – délka jednoho hadu (m)

l_1 – délka spalínového kanálu (m)

$$n_{\text{řad}} = \frac{26,489}{2,819}$$

$$n_{\text{řad}} = 9,397 \text{ řad} \Rightarrow 10 \text{ řad}$$

Výška výměníku

$$v_v = n_{\text{řad}} \cdot s_2 + 4 \cdot t_{\text{mezery}} \text{ (m)} \quad (8.34)$$

kde $n_{\text{řad}}$ – počet řad (-)

s_2 – podélná rozteč (m)

t_{mezery} – mezera mezi žebry sousedních trubek (m)

$$v_v = 10 \cdot 60 \cdot 10^{-3} + 4 \cdot 2 \cdot 10^{-3}$$

$$v_v = 0,608 \text{ m}$$

Celková výška výměníku

Celková výška výměníku je zvětšená o prostor, který je volný nad a pod teplosměnnou plochou tvořenou trubkami. Mezeru nad a pod teplosměnnou plochou volím 200 mm.

$$v = v_v + 2 \cdot \text{mezera} \text{ (m)}$$

$$v = 0,608 + 2 \cdot 0,2$$

$$v = 1,008 \text{ m}$$

Hloubka výměníku bude větší o trubkovnice, které jsou po obou stranách. Trubkovnice se dělají u varianty se žebrovanými trubkami, u provedení s hladkými trubkami se trubkovnice nedělá. Trubkovnici volím tloušťky 40 mm, takže hloubka se zvětší o 80 mm. Výsledná hloubka výměníku je tedy 2899 mm.

Rozměry výměníku

Šířka x hloubka x výška (mm): 4988 x 2899 x 1008

8.4. *Hydraulický a aerodynamický výpočet výměníku*

V diplomové práci jsou řešeny jen ztráty pro příčné proudění, protože cílem diplomové práce není navržení spalínového kanálu k výměníku, což znamená, že nemám potřebné údaje pro určení celkových tlakových ztrát.

8.4.1. Tlakové ztráty na straně spalín pro výměník s hladkými trubkami

Tlakové ztráty při příčném obtékání svazku trubek

Teplosměnná plocha výměníku spaliny-voda je řešena jako svazek paralelních trubek, který je omýván příčným proudem teplotonosného média (spaliny). Tlaková ztráta se určí podle vztahu

$$\Delta p_{sv} = \zeta_{sv} \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \text{ (Pa)} \quad (8.35)$$

kde ζ_{sv} – ztrátový součinitel závislý na typu a geometrii svazku (-)

w – rychlost proudění ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)

ρ – hustota ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)

$$\Delta p_{sv} = 2,087 \cdot \frac{16^2}{2} \cdot 0,91$$

$$\Delta p_{sv} = 243,094 \text{ Pa}$$

Ztrátový součinitel pro vystřídání svazek

$$\zeta_{sv} = (4 + 6,6 \cdot z_2) \cdot \text{Re}^{-0,28} \quad (8.36)$$

kde z_2 – počet všech řad trubek ve směru proudění (-)

Re – Reynoldsovo číslo (-)

$$\zeta_{sv} = (4 + 6,6 \cdot 19) \cdot (2,521 \cdot 10^6)^{-0,28}$$

$$\zeta_{sv} = 2,087$$

Reynoldsovo číslo

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu} (-) \quad (8.37)$$

kde w – rychlost proudění ($m \cdot s^{-1}$)

ρ – hustota ($kg \cdot m^{-3}$)

ν – kinematická viskozita ($m^2 \cdot s^{-1}$)

$$Re = \frac{w \cdot \frac{4 \cdot S}{o}}{\nu}$$

$$Re = \frac{16 \cdot \frac{4 \cdot 14,123}{15,07}}{23,792 \cdot 10^{-6}}$$

$$Re = 2,521 \cdot 10^6$$

8.4.2. Tlakové ztráty na straně spaliny pro výměník se žebrovanými trubkami

Tlakové ztráty při příčném obtékání svazku trubek

Teplosměnná plocha výměníku spaliny-voda je řešena jako svazek paralelních trubek, který je omýván příčným proudem teplotnosného média (spaliny). Tlaková ztráta se určí podle vztahu

$$\Delta p_{sv} = \zeta_{sv} \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \text{ (Pa)}$$

$$\Delta p_{sv} = 2,15 \cdot \frac{12^2}{2} \cdot 0,91$$

$$\Delta p_{sv} = 140,868 \text{ Pa}$$

Ztrátový součinitel pro žebrované trubky

$$\zeta_{sv} = K \cdot n_{rad} \cdot \left(\frac{h'}{D}\right)^{k_1} \cdot \left(\frac{t}{D}\right)^{-k_2} \cdot \text{Re}^{-k_3}$$

$$\zeta_{sv} = 0,165 \cdot 10 \cdot \left(\frac{0,018}{0,0318}\right)^{0,3} \cdot \left(\frac{0,015}{0,0318}\right)^{-0,58} \cdot (1,489 \cdot 10^{-6})^0$$

$$\zeta_{sv} = 2,15$$

kde

$$h' = 1,13 \cdot h_0 + 0,065 \cdot D \text{ (m)} \quad (8.38)$$

$$h' = 1,13 \cdot 0,0141 + 0,065 \cdot 0,0318$$

$$h' = 0,018 \text{ m}$$

Reynoldsovo číslo

$$\text{Re} = \frac{w \cdot d}{\nu} \text{ (-)}$$

$$\text{Re} = \frac{w \cdot \frac{4 \cdot S}{o}}{\nu}$$

$$\text{Re} = \frac{12 \cdot \frac{4 \cdot 14,46}{15,774}}{23,792 \cdot 10^{-6}}$$

$$\text{Re} = 1,849 \cdot 10^6$$

Ztráty u výměníku, který je vyroben z hladkých trubek jsou větší i z toho důvodu, že počet paralelních řad trubek je 19, kdežto u výměníku, který je proveden z žebrovaných trubek je pouze 10 řad.

9. Závěr

V diplomové práci je provedena rešerše kotlů s granulačním ohništěm pro spalování černého uhlí. Dále je popsán rosný bod spalin, který je důležitý pro návrh výměníkové části kotle z hlediska koroze. Následně je uvedeno základní dělení kotlů podle cirkulace teponosného média. Podrobně je zpracován popis kotlů s granulačním ohništěm a uspořádání hořáků ve spalovací komoře.

Úkolem diplomové práce bylo navržení výměníku tepla typu spaliny – voda pro ohřev teplé užitkové vody pro vytápění města Krakov. Umístěním tepelného výměníku do obtokového kanálu před odsířením a tím využití tepla spalin se zvýší efektivita provozu elektrárny Skawina.

Ve výpočtové části diplomové práce je nejdříve vypočtena stechiometrie spalování pro zadané palivo (černé uhlí), které má výhřevnost $Q_i^r = 20,845 \text{ MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$. Následně je proveden výpočet účinnosti kotel K10 v elektrárně. Účinnost je počítána nepřímou metodou, jelikož tato metoda nám umožňuje posoudit velikost jednotlivých tepelných ztrát a jejich hodnoty jsou vypočteny v kapitole 6. Účinnost kotle K10 je $\eta_k = 91,385 \%$.

Jsou možné dvě varianty efektivnějšího provozu elektrárny. První možnost je snížení teploty za kotlem a druhá možnost je využití tepla ve spalinách k ohřevu vratné oběhové vody. V diplomové práci je řešena druhá varianta, a to tak, že tepelný výměník je umístěn v obtokovém kanálu před odsířením spalin. Výměník je dimenzován jen na množství spalin z kotle K10. Pokud by byl výměník dimenzován na množství spalin z více kotlů bylo by dosaženo větší efektivity provozu.

Pro návrh výměníku jsou zvoleny parametry, které jsou uvedeny v kapitole 8.2. Tepelný výkon výměníku je při ochlazení spalin ze $115 \text{ }^\circ\text{C}$ na $100 \text{ }^\circ\text{C}$ $Q_i = 1700 \text{ kW}$ a množství ohřáté vody ze $45 \text{ }^\circ\text{C}$ na $80 \text{ }^\circ\text{C}$ je při tomto výkonu $\dot{m}_{H_2O} = 11,62 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$. Je volen souproudý výměník, protože výrobce DESOx zařízení uvádí minimální teplotu spalin do odsiřovacího zařízení $t = 95 \text{ }^\circ\text{C}$ a u protiproudého výměníku by mohla teplota spalin při malém průtoku poklesnout pod $95 \text{ }^\circ\text{C}$. Jsou provedeny výpočty pro výměník proveden z hladkých trubek a žebrovaných trubek.

Pro návrh výměníku z hladkých trubek byly zvoleny trubky $\phi 32 \times 3,2 \text{ mm}$. Počet paralelních trubek je 80, jednořad, podélná rozteč je 50 mm a příčná rozteč je 76 mm . Trubky jsou uspořádány přesazeně. Rozměry souproudého výměníku jsou: šířka x hloubka x výška (mm): $3500 \times 4035 \times 1844$.

Výměník z žebrovaných trubek je proveden z trubek, jejíž rozměry jsou patrný z přílohy č. 14. Trubky jsou uspořádány za sebou. Rozměry výměníku provedeného ze žebrovaných trubek jsou: šířka x hloubka x výška (mm): 4988 x 2899 x 1008.

Výměník se zvolí podle dispozičních možností v místě instalace. Z hlediska výšky výměníku je výhodnější varianta s žebrovanými trubkami. Z hlediska velikosti půdorysu výměníku jsou obě varianty téměř stejné. Srovnání výměníků z hlediska rozměrů je naznačeno v příloze č. 18.

Tlakové ztráty v diplomové práci jsou řešeny pouze pro příčné obtékání svazku trubek. Z hlediska tlakových ztrát vychází lépe provedení výměníku se žebrovanými trubkami a tlaková ztráta je $\Delta p_{sv} = 140,868 \text{ Pa}$. U výměníku s hladkými trubkami je tlaková ztráta $\Delta p_{sv} = 243,094 \text{ Pa}$.

Použitá literatura

- [1] ČERNÝ, Václav, Břetislav JANEBA a TEYSSLER. *Parní kotle*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1983, 858 s. DT 621.18.
- [2] DLOUHÝ, Tomáš. *Výpočty kotlů a spalínových výměníků*. Vyd. 1. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1999, 176 s. ISBN 80-010-2035-5.
- [3] IBLER, Zbyněk. *Technický průvodce energetika*. 1. vyd. Praha: BEN - technická literatura, 2002, 615 s. ISBN 80-730-0026-1.
- [4] NOSKIEVIČ, Pavel. *Spalování uhlí*. 2. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2002, 62 s. ISBN 80-248-0204-X.
- [5] VILIMEC, Ladislav a Jiří JOSIEK. *Materiály a pevnostní dimenzování částí parních generátorů*. [Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita], 2011, 120 s. ISBN 978-80-248-2512-0.
- [6] VILIMEC, Ladislav. *Řízení a regulace energetických zařízení*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008, 224 s. ISBN 978-80-248-1853-5.
- [7] VILIMEC, Ladislav. *Stavba kotlů I*. 1. přeprac. a dopl. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2006, 116 s., [3] s. příl. ISBN 80-248-0076-4.
- [8] VILIMEC, Ladislav. *Stavba kotlů II*. 2. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2012, 152 s. ISBN 978-80-248-1716-3.
- [9] *Měření účinnosti a teplotních polí na kotli K10: Elektroteplárna Skawina - ČEZ Polska*. 2012.
- [10] *TPS - Technitube Röhrenwerke GMBH* [online]. 2013 [cit. 2013-04-21]. Dostupné z: www.tpsd.de

Seznam příloh

1. Měrná entalpie složek spalín v závislosti na teplotě
2. Střední měrné tepelné kapacity složek spalín
3. Zvětšení součinitele přebytku vzduchu vlivem netěsností
4. Přisávání v mlecím okruhu
5. Podíl spalitelných látek v tuhých zbytcích
6. Bilance popela
7. Ztráta chemickým nedopalem
8. Součinitel ψ pro výměníky s křížovým zapojením
9. Nomogram pro určení součinitele přestupu tepla pro vystřídané uspořádání trubek
10. Nomogram pro určení součinitele přestupu tepla u trubek s příčnými žebry uspořádanými za sebou
11. Výměník spaliny - voda (hladká trubka) – bokorys
12. Výměník spaliny - voda (hladká trubka) – nárys
13. Výměník spaliny – voda (hladká trubka) – půdorys
14. Řez žebrovanou trubkou
15. Výměník spaliny - voda (žebrovaná trubka) – bokorys
16. Výměník spaliny - voda (žebrovaná trubka) – nárys
17. Výměník spaliny – voda (žebrovaná trubka) – půdorys
18. Náčrtek výměníků s hladkými a žebrovanými trubkami pro porovnání rozměrů